

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2005 年 7 月 28 日 (28.07.2005)

PCT

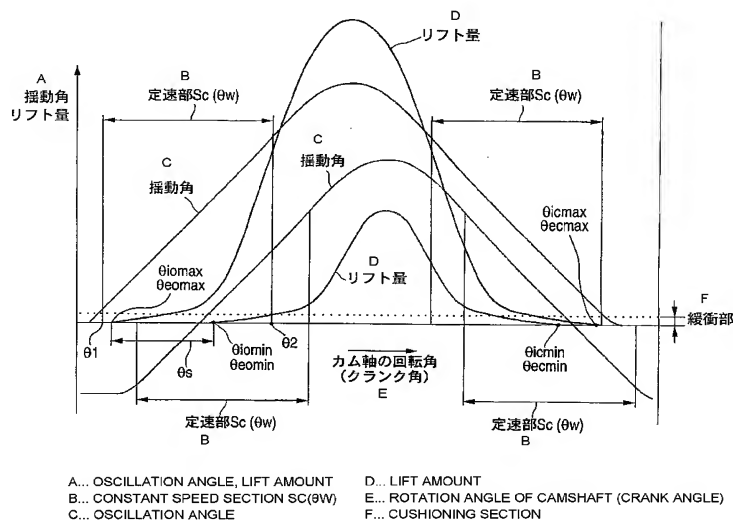
(10) 国際公開番号  
WO 2005/068792 A1

- (51) 国際特許分類: F01L 13/00, 1/08 (72) 発明者; および  
(21) 国際出願番号: PCT/JP2005/000942 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 黒木 正宏 (KUROKI, Masahiro) [JP/JP]; 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 井元 豊 (INOMOTO, Yutaka) [JP/JP]; 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).  
(22) 国際出願日: 2005 年 1 月 19 日 (19.01.2005)  
(25) 国際出願の言語: 日本語  
(26) 国際公開の言語: 日本語  
(30) 優先権データ: 特願 2004-012496 2004 年 1 月 20 日 (20.01.2004) JP (74) 代理人: 小栗 昌平, 外 (OGURI, Shohei et al.); 〒1076013 東京都港区赤坂一丁目 1 番 3 2 号 アーク森ビル 13 階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).  
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 本田技研工業株式会社 (HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1078556 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号 Tokyo (JP). (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,

[続葉有]

(54) Title: VALVE OPERATING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の動弁装置



(57) Abstract: A valve characteristics varying mechanism for a valve operating device has a valve operating cam supported by a camshaft and a drive mechanism for oscillating an interlinking mechanism about the camshaft, the interlinking mechanism oscillating the valve operating cam by a drive cam integral with the camshaft. An engine valve starts to open and close at a cushioning section of the valve operating cam, and the drive mechanism oscillates the valve operating cam through the interlinking mechanism to control an opening and closing time of the engine valve. A cam mountain section of the drive cam has constant speed sections at which a lifting speed is constant, and the constant speed section is set across an angle width where an opening time is included at the most advanced angle position at the opening time of the engine valve and where an opening time is included at the most delayed angle position of the opening time.

(57) 要約: 動弁装置のバルブ特性可変機構は、カム軸に枢支される動弁カムと、カム軸と一体の駆動カムにより動弁カムを揺動させる連動機構をカム軸を中心に揺動させる駆動機構とを備える。機関弁は動弁カムの緩衝部において開弁および閉弁が開始され、駆動機構が連動機構を介して動弁カムを揺動させることにより機関弁の開閉時期が制御される。駆動カムのカム山部は

[続葉有]

WO 2005/068792 A1



DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明 細 書

## 内燃機関の動弁装置

## 5 &lt;技術分野&gt;

本発明は、内燃機関の動弁装置に関し、特に、吸気弁または排気弁からなる機関弁の開時期を含むバルブ作動特性を制御するバルブ特性可変機構を備える動弁装置に関する。

## 10 &lt;背景技術&gt;

例えば米国特許第 6, 0 1 9, 0 7 6 号に開示された可変動弁機構は、このような動弁装置に関する。当該可変動弁機構は、クランク軸に連動して回転するカム軸と、吸気弁または排気弁を開閉すべくカム軸に揺動可能に支持される揺動カムと、カム軸と一体に回転する回転カムにより揺動させられて揺動カムを揺動させるロッカレバーが枢支される制御部材と、カム軸に揺動可能に支持される制御部材を揺動させるアクチュエータとを備える。そして、アクチュエータが制御部材を介して揺動カムをカム軸を中心に揺動させることにより、吸気弁または排気弁の開閉時期および最大リフト量が制御される。

一般に、機関弁を開閉する動弁カムのカム山部は、機関弁の開弁開始時にバルブクリアランスに起因してカムまたはカムフォロアが機関弁に衝突するときの打音を低減するために、および閉弁時に機関弁がバルブシート 24 に着座するときの打音を低減するために、カム軸の回転角の変化量に対するカム山部の高さの変化量であるリフト速度が微小で、しかも定速部を含む緩衝部を有する。

ところで、米国特許第 6, 0 1 9, 0 7 6 号に開示された従来技術の揺動カム（動弁カムに相当）にこの緩衝部が設けられる場合、揺動カムの緩衝部における揺動角速度が打音の発生に関与する。以下、このことを、機関弁の開時期について、前記従来技術に関連させて、図 1 3, 図 1 5 を参照して説明する。緩衝部の、カム軸の回転角に対する位置は、制御部材の揺動位置 G 1, G 2 に応じて変化する。ここで、揺動位置 G 1 のときには、揺動位置 G 2 のときに比べて機関弁の開

時期が進角されているものとする。回転カム（駆動カムに相当）のカム山部において、制御部材が揺動位置 G 1, G 2にあるときの揺動カムの緩衝部での機関弁の開時期（バルブクリアランスが 0 になる時期）に対応する回転位置  $\alpha 1$ ,  $\alpha 2$  で、図 13 に示されるように、回転カムのカム山部のリフト速度（ここでは、リフト速度は、ロッカレバーを介して回転カムにより揺動させられる揺動カムの揺動角速度に対応する。）が正の加速度を有し、そのためにリフト速度がカム軸の回転につれて次第に増加する場合、揺動位置 G 1 においては、揺動位置 G 1 での回転カムのリフト速度に基づく揺動角速度で揺動カムが揺動することで、バルブクリアランスに基づく機関弁の開弁開始時の打音が低減されるように設定されているとしても、揺動位置 G 2 においては、回転カムのリフト速度が揺動位置 G 1 のときよりも大きいために、揺動カムの揺動角速度も揺動位置 G 1 の場合に比べて大きくなる。このため、揺動位置 G 2 では、緩衝部での緩衝機能が十分に果たされず、バルブクリアランスに起因する打音が発生することがある。同様の現象は機関弁の閉時期にも発生して、機関弁がバルブシートの着座するときに打音が発生することがある。

### <発明の開示>

本発明の目的は、動弁カムがカム軸を中心に揺動する内燃機関内にある機関弁の開閉時期を制御することにより、機関弁の開閉時に発生する機関弁の打音を防止する、内燃機関の動弁装置を提供することである。

本発明は、内燃機関のクランク軸に連動して回転するカム軸と、吸気弁または排気弁からなる機関弁を開閉作動させるべく前記カム軸に枢支される動弁カムと、前記カム軸と一体に回転する駆動カムにより前記動弁カムを前記カム軸を中心に揺動させる連動機構と、前記連動機構を前記カム軸を中心に揺動させる駆動機構とを備えるバルブ特性可変機構を備え、前記動弁カムの緩衝部において前記機関弁の開弁および閉弁が開始され、前記駆動機構が前記連動機構を介して前記動弁カムを前記カム軸を中心に揺動させることにより前記機関弁の開閉時期が制御される内燃機関の動弁装置において、前記駆動カムのカム山部は、前記カム軸の回転角の変化量に対するカム山部の高さの変化量であるリフト速度が一定の定速部

を有し、前記定速部は、少なくとも、前記機関弁の開時期の最進角位置において該開時期が含まれ、かつ前記機関弁の開時期の最遅角位置において該開時期が含まれる角度幅に渡って設けられる内燃機関の動弁装置を提供する。

当該内燃機関の動弁装置によれば、機関弁の開時期および閉時期が最進角位置、  
5 最遅角位置および最進角位置と最遅角位置との間の任意の位置にあるとき、機関弁は、定速部により同じ揺動角速度で揺動される動弁カムの緩衝部により開閉されるので、開閉時期の制御による開時期および閉時期の変更に拘わらず、常に同一の揺動角速度を有する緩衝部により開弁または閉弁が開始される。なお、前記角度幅は、前記最進角位置における前記機関弁の開時期から前記最遅角位置における前記機関弁の開時期までの角度範囲を少なくとも含んでも良い。  
10

さらに、前記角度幅は、前記最進角位置における前記動弁カムの緩衝部の開始位置、及び前記最遅角位置における前記動弁カムの緩衝部の終了位置を含んでも良い。

本発明によれば、次の効果が奏される。すなわち、バルブ特性可変機構により  
15 機関弁の開閉時期が制御されて、最進角位置、最遅角位置、最進角位置および最遅角位置の間の任意の位置で、機関弁の開時期および閉時期が変更された場合にも、機関弁は、その任意の開時期および閉時期で、常に同一の揺動角速度を有する緩衝部により開弁または閉弁が開始される開閉時期の制御に伴って、開弁開始時または閉弁開始時に機関弁の打音が発生することが防止される。

20

#### <図面の簡単な説明>

図1は、本発明の内燃機関が搭載された自動二輪車の概略の右側面図であり、

図2は、図1の内燃機関において、図4の概略ⅠⅠ－ⅠⅠ矢視での断面図であり、部分的に、吸気弁と排気弁の弁ステムの中心軸線、制御軸の中心軸線を通る  
25 面での断面図であり、

図3は、図1の内燃機関において、図8の概略ⅠⅠⅠa－ⅠⅠⅠa矢視での断面図であり、部分的に、概略ⅠⅠⅠb－ⅠⅠⅠb矢視での断面図であり、

図 4 は、図 1 の内燃機関において、ヘッドカバーを外した状態で、動弁装置の図 2 の概略 I V - I V 矢視での断面図であり、部分的に、動弁装置の構成部材を適宜断面で示した図であり、

5 図 5 は、図 1 の内燃機関において、シリンダヘッドに取り付けられるカム軸ホルダをシリンダ軸線に沿ってヘッドカバー側から見た図であり、

図 6 A は、図 1 の内燃機関の動弁装置のバルブ特性可変機構の排気駆動カムをカム軸方向から見た図であり、図 6 B は、バルブ特性可変機構の排気リンク機構および排気カムを適宜駆動させた状態で示す図であり、

10 図 7 A は、図 6 の V I I A 矢視での断面図であり、図 7 B は、図 6 の V I I B 矢視図であり、図 7 C は、図 6 の V I I C 矢視での断面図であり、図 7 D は、図 6 の V I I D 矢視図であり、

図 8 は、図 1 の内燃機関において、ヘッドカバーを前方からシリンダ軸線に沿って見た図であり、部分的に破断して、バルブ特性可変機構の駆動機構を示す図であり、

15 図 9 は、図 1 の内燃機関の動弁装置による吸気弁および排気弁のバルブ作動特性を説明する図であり、

図 10 A は、図 1 の内燃機関の動弁装置の吸気弁について最大バルブ作動特性が得られるときのバルブ特性可変機構の要部の説明図であり、図 10 B は、排気弁について最大バルブ作動特性が得られるときのバルブ特性可変機構の要部の説明図であり、図 2 の要部拡大図に相当する図であり、

図 11 A は、吸気弁について最小バルブ作動特性が得られるときの図 10 A に対応する図であり、図 11 B は、排気弁について最小バルブ作動特性が得られるときの図 10 B に対応する図であり、

25 図 12 A は、吸気弁についてデコンプ作動特性が得られるときの図 10 A に対応する図であり、図 12 B は、排気弁についてデコンプ作動特性が得られるときの図 10 B に対応する図であり、

図 13 は、図 1 の内燃機関の動弁装置において、カム軸の回転角に対する排気駆動カム（吸気駆動カム）のカム山部の高さ、リフト速度およびリフト加速度にそれぞれ対応する排気カム（吸気カム）の揺動角、揺動角速度および揺動角加速

度の変化と、従来技術における回転カムのカム山部の高さ、リフト速度およびリフト加速度にそれぞれ対応する揺動カムの揺動角、揺動角速度および揺動角加速度の変化とを説明するグラフであり、

図 1 4 は、図 1 の内燃機関の動弁装置において、最大バルブ作動特性および最小バルブ作動特性での、カム軸の回転角に対する排気カム（吸気カム）の揺動角の変化と排気弁（吸気弁）のリフト量の変化を説明するグラフであり、

図 1 5 は、従来技術において、揺動カムの緩衝部と駆動軸の回転角との関係を説明する図である。

なお、図中の符号、1 は車体フレーム、2 はヘッドパイプ、3 はフロントフォーク、4 はハンドル、5 はスイングアーム、6 はリヤクッション、7 は前輪、8 は後輪、9 は車体カバー、10 はクランクケース、11 はシリンダ、12 はシリンダヘッド、13 はヘッドカバー、14 はピストン、15 はクランク軸、16 は燃焼室、17 は吸気ポート、18 は排気ポート、19 は点火栓、20 i, 20 e は弁ガイド、21 は弁バネ、22 は吸気弁、23 は排気弁、24 はバルブシート、25 は動弁室、26 はエアクリーナ、27 はスロットルボディ、28 は排気管、29 はカム軸ホルダ、40 は動弁装置、41, 42 はメインロッカアーム、43 はロッカ軸、44 は軸受、50 はカム軸、51, 52 は駆動カム、53 は吸気カム、53b1 は緩衝部、54 は排気カム、54b1 は緩衝部、55 は押圧バネ、56 は軸受、57 はカムスプロケット、59 は伝動室、60 e, 60 i はホルダ、61 e, 61 i, 62 e, 62 i はプレート、63 e, 63 i はカラー、64 はリベット、66 i, 66 e はサブロッカアーム、67 e, 67 i は連結リンク、68 は制御バネ、69 は軸受、70 は制御軸、71 i, 71 e は制御リンク、72, 73 は連結ピン、76, 77, 78, 79 はバネ保持部、76 a, 77 a, 78 a, 79 a はバネガイド、80 は電動モータ、80 b は出力軸、81 は減速ギヤ、82 は出力ギヤ、83 はカバー、84 は支持軸、88 は保持筒、89 は軸受、90 は案内軸、91 は貫通孔、92 は E C U、93 は運転状態検出手段、94 は揺動位置検出手段、E は内燃機関、V は自動二輪車、U はパワーユニット、L 1 はシリンダ軸線、L 2 は回転中心線、L 3 は揺動中心線、A 1 はシリンダ軸線方向、A 2 はカム軸方向、M はバルブ特性可変機構、M1i, M1e はリンク機構、M 2 は駆動機構、M 3 は制御機構、M 4 は伝達機構、H 0 は基準平面、H 1, H 2 は直交平面、C はバルブクリアランス、R 1 は回転方向、R 2 は反回

転方向、 $K_{imax}$ ,  $K_{emax}$  は最大バルブ作動特性、 $K_{imin}$ ,  $K_{emin}$  は最小バルブ作動特性、 $\theta_{iymax}$ ,  $\theta_{icmin}$ ,  $\theta_{eymax}$ ,  $\theta_{ecmin}$  は最進角位置、 $\theta_{iymin}$ ,  $\theta_{eymin}$ ,  $\theta_{ecmax}$ ,  $\theta_{eomin}$  は最遅角位置、 $S_c$  は定速部、 $\theta_w$  は角度幅、 $\theta_s$  は角度範囲である。

5

### ＜発明を実施するための最良の形態＞

以下、本発明の一実施形態を図 1 ないし図 1 4 を参照して説明する。

図 1 を参照すると、本発明が適用される内燃機関 E は、車両としての自動二輪車 V に搭載される。自動二輪車 V は、前フレーム 1 a および後フレーム 1 b を有する車体フレーム 1 と、前フレーム 1 a の前端に結合されたヘッドパイプ 2 に回転可能に支持されたフロントフォーク 3 の上端部に固定されるハンドル 4 と、フロントフォーク 3 の下端部に回転可能に支持される前輪 7 と、車体フレーム 1 に支持されるパワーユニット U と、車体フレーム 1 に揺動可能に支持されたスイングアーム 5 の後端部に回転可能に支持される後輪 8 と、後フレーム 1 b とスイングアーム 5 の後部とを連結するリヤクッション 6 と、車体フレーム 1 を覆う車体カバー 9 とを備える。

パワーユニット U は、自動二輪車 V の左右方向に延びるクランク軸 15 を有する横置き配置の内燃機関 E と、変速機を有して内燃機関 E の動力を後輪 8 に伝達する伝動装置とを備える。内燃機関 E は、クランク軸 15 が収容されるクランク室を形成すると共に変速機ケースを兼ねるクランクケース 10 と、クランクケース 10 に結合されて前方に延びるシリンダ 11 と、シリンダ 11 の前端部に結合されるシリンダヘッド 12 と、シリンダヘッド 12 の前端部に結合されるヘッドカバー 13 とを備える。シリンダ 11 のシリンダ軸線 L 1 は、前方に向かって水平方向に対してやや上向きに傾斜して延びる（図 1 参照）か、または水平方向にほぼ平行に延びる。そして、ピストン 14（図 2 参照）により回転駆動されるクランク軸 15 の回転が前記変速機により変速されて後輪 8 に伝達され、後輪 8 が駆動される。

図 2 を併せて参照すると、内燃機関 E は SOHC 型の空冷式の単気筒 4 ストローク内燃機関であり、シリンダ 11 には、ピストン 14 が往復動可能に嵌合するシリンダ孔 11 a が形成され、シリンダヘッド 12 には、シリンダ軸線方向 A 1 でシ



リンダ孔 11 a に対向する面に燃焼室 16 が形成され、さらに燃焼室 16 にそれぞれ開口する吸気口 17 a を有する吸気ポート 17 および排気口 18 a を有する排気ポート 18 が形成される。また、燃焼室 16 に臨む点火栓 19 は、シリンダヘッド 12 に形成された取付孔 12 c に挿入されてシリンダヘッド 12 に装着される。ここで、  
5 燃焼室 16 は、ピストン 14 とシリンダヘッド 12 との間の前記シリンダ孔 11 a と共に燃焼空間を構成する。

さらに、シリンダヘッド 12 には、弁ガイド 20 i, 20 e に往復動可能に支持されて、弁バネ 21 により閉弁方向に常時付勢される機関弁である 1 つの吸気弁 22 および 1 つの排気弁 23 が設けられる。吸気弁 22 および排気弁 23 は、内燃機関 E  
10 に備えられる動弁装置 40 により開閉作動させられて、バルブシート 24 により形成される吸気口 17 a および排気口 18 a をそれぞれ開閉する。動弁装置 40 は、電動モータ 80 (図 3 参照) を除いて、シリンダヘッド 12 とヘッドカバー 13 とで形成される動弁室 25 内に配置される。

吸気ポート 17 の入口 17 b が開口するシリンダヘッド 12 の一側面である上面 12  
15 a には、外部から取り入れられた空気を吸気ポート 17 に導くために、エアクリーナ 26 (図 1 参照) とスロットルボディ 27 (図 1 参照) とを備える吸気装置が取り付けられ、排気ポート 18 の出口 18 b が開口するシリンダヘッド 12 の他側面である下面 12 b には、燃焼室 16 から排気ポート 18 を通って流出する排気ガスを内燃機関 E の外部に導く排気管 28 (図 1 参照) を備える排気装置が取り付けられる。  
20 また、前記吸気装置には、吸入空気に液体燃料を供給する燃料供給装置である燃料噴射弁が備えられる。

そして、エアクリーナ 26 およびスロットルボディ 27 を通って吸入された空気は、ピストン 14 が下降する吸気行程において開弁した吸気弁 22 を経て吸気ポート 17 から燃焼室 16 に吸入され、ピストン 14 が上昇する圧縮行程において燃料と  
25 混合された状態で圧縮される。混合気は圧縮行程の終期に点火栓 19 により点火されて燃焼し、ピストン 14 が下降する膨張行程において燃焼ガスの圧力により駆動されるピストン 14 がクランク軸 15 を回転駆動する。既燃ガスは、ピストン 14 が上昇する排気行程において開弁した排気弁 23 を経て、排気ガスとして、燃焼室 16 から排気ポート 18 に排出される。

図 2 ～ 図 5, 図 10A 及び図 10B を参照すると、動弁装置 40 は、吸気弁 22 を開閉作動させるべくその弁ステム 22a に当接する吸気カムフォロアとしての吸気メインロッカアーム 41 と、排気弁 23 を開閉作動させるべくその弁ステム 23a に当接する排気カムフォロアとしての排気メインロッカアーム 42 と、吸気弁 22 および排気弁 23 の開閉時期および最大リフト量を含むバルブ作動特性を制御するバルブ特性可変機構 M とを備える。

吸気メインロッカアーム 41 および排気メインロッカアーム 42 は、それぞれ、中央部の支点部 41a, 42a においてカム軸ホルダ 29 に固定される 1 対のロッカ軸 43 に揺動可能に支持され、一端部の作用部を構成する調整ネジ 41b, 42b において弁ステム 22a, 23a に当接し、他端部の接触部を構成するローラ 41c, 42c において吸気カム 53 および排気カム 45 に接触する。また、調整ネジ 41b, 42b と吸気弁 22 および排気弁 23 との間には、調整ネジ 41b, 42b により調整可能な所定量のバルブクリアランス C (図 10A 及び図 10B 参照) が設けられている。

バルブ特性可変機構 M は、動弁室 25 に收容される内部機構と、動弁室 25 外に配置される外部機構であって前記内部機構を駆動する電動アクチュエータである電動モータ 80 とを備える。前記内部機構は、シリンダヘッド 12 に回転可能に支持されると共にクランク軸 15 に連動して回転駆動される 1 つのカム軸 50 と、カム軸 50 に設けられてカム軸 50 と一体に回転する駆動カムである吸気駆動カム 51 および排気駆動カム 52 と、カム軸 50 に枢支されてカム軸 50 を中心に揺動可能な連動機構としてのリンク機構 M1i, M1e と、リンク機構 M1i, M1e に連結されて吸気メインロッカアーム 41 および排気メインロッカアーム 42 をそれぞれ作動させるべくカム軸 50 に枢支された動弁カムである吸気カム 53 および排気カム 54 と、リンク機構 M1i, M1e をカム軸 50 を中心にして揺動させるべく電動モータ 80 を駆動源として備える駆動機構 M2 (図 3 参照) と、駆動機構 M2 とリンク機構 M1i, M1e の間に介在して電動モータ 80 の駆動力に応じてリンク機構 M1i, M1e のカム軸 50 回りの揺動を制御する制御機構 M3 と、リンク機構 M1i, M1e を制御機構 M3 に押し付けるためにカム軸 50 回りのトルクをリンク機構 M1i, M1e に作用させる押圧用付勢手段としての押圧バネ 55 と、を備える。

図 2 ～ 図 4 を参照すると、カム軸 50 は、その両端部に配置された 1 対の軸受 56 を介して、シリンダヘッド 12 とシリンダヘッド 12 に結合されるカム軸ホルダ 29 とに回転可能に支持されて、動弁用伝動機構を介して伝達されるクランク軸 15 (図 1 参照) の動力により、クランク軸 15 に連動してその 1 / 2 の回転速度で回転駆動される。前記動弁用伝動機構は、カム軸 50 の一端部である左端部の先端寄りに一体に結合されたカムスプロケット 57 と、クランク軸 15 に一体に結合された駆動スプロケットと、カムスプロケット 57 および前記駆動スプロケットに掛け渡されるタイミングチェーン 58 とを備える。前記動弁用伝動機構は、シリンダ 11 およびシリンダヘッド 12 により形成されてシリンダ 11 およびシリンダヘッド 12 の、第 1 直交平面 H 1 に対して一側側である左側に位置する伝動室に收容される。そして、前記伝動室のうちシリンダヘッド 12 に形成される伝動室 59 は、シリンダ軸線 L 1 を中心とする径方向 (以下、「径方向」という。) で、かつカム軸 50 の回転中心線 L 2 の方向 A 2 (以下、「カム軸方向 A 2」という。) で動弁室 25 に隣接している。ここで、第 1 直交平面 H 1 は、シリンダ軸線 L 1 を含むと共に後述する基準平面 H 0 に直交する平面である。

なお、バルブ特性可変機構 M において、吸気弁 22 に関わる部材および排気弁 23 に関わる部材は互いに対応する部材を含むため、また吸気駆動カム 51、排気駆動カム 52、リンク機構 M1i、M1e、吸気カム 53 および排気カム 54 は、同じ基本的構造を有するため、以下の説明では、排気弁 23 に関わる部材を中心に説明し、吸気弁 22 に関わる部材および関連説明等を必要に応じて括弧内に記す。

図 2、図 3、図 6 A、図 6 B、図 7 A ～ 図 7 D、図 10 A 及び図 10 B を参照すると、カム軸 50 に圧入されて固定される排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) は、外周面に全周に渡って形成されたカム面を有する。該カム面は、リンク機構 M1e (M1i) を介して排気カム 54 (吸気カム 53) を揺動させないベース円部 52 a (51 a) と、リンク機構 M1e (M1i) を介して排気カム 54 (吸気カム 53) を揺動させるカム山部 52 b (51 b) とから構成される。ベース円部 52 a (51 a) は、回転中心線 L 2 からの半径が一定の円弧からなる断面形状を有し、カム山部 52 b (51 b) は、回転中心線 L 2 からの半径がカム軸 50 の回転方向 R 1 に増加した後、に減少する断面形状を有する。そして、ベース円部 52 a (51 a) は、排気メイン

ロッカアーム 42（吸気メインロッカアーム 41）が排気カム 54（吸気カム 53）のベース部 54 a（53 a）に接触するように排気カム 54（吸気カム 53）の揺動位置を設定し、カム山部 52 b（51 b）は、排気メインロッカアーム 42（吸気メインロッカアーム 41）が排気カム 54（吸気カム 53）のベース円部 54 a（53 a）および  
5 カム山部 54 b（53 b）に接触するように排気カム 54（吸気カム 53）の揺動位置を設定する。

リンク機構 M1i, M1e は、吸気カム 53 に連結される吸気リンク機構 M1i と、排気カム 54 に連結される排気リンク機構 M1e とから構成される。併せて図 3、図 4 を参照すると、排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）は、カム軸 50  
10 に枢支されてカム軸 50 を中心に揺動可能なホルダ 60 e（60 i）と、ホルダ 60 e（60 i）に枢支されて排気駆動カム 52（吸気駆動カム 51）により駆動されて揺動する排気サブロッカアーム 66 e（吸気サブロッカアーム 66 i）と、一端部で排気サブロッカアーム 66 e（吸気サブロッカアーム 66 i）に枢着されると共に他端部で排気カム 54（吸気カム 53）に枢着される連結リンク 67 e（67 i）と、排気サ  
15 ブロッカアーム 66 e（吸気サブロッカアーム 66 i）を排気駆動カム 52（吸気駆動カム 51）に押し付ける制御バネ 68 と、を備える。

カム軸 50 が挿通される軸受 69 を介してカム軸 50 に支持されるホルダ 60 e（60 i）は、カム軸方向 A 2 に離隔した 1 対の第 1、第 2 プレート 61 e（61 i）、62 e（62 i）と、第 1 プレート 61 e（61 i）および第 2 プレート 62 e（62 i）をカム軸方向 A 2 での所定間隔をおいて連結すると共に排気サブロッカアーム 66 e  
20 （吸気サブロッカアーム 66 i）を枢支する連結部材とを備える。そして、該連結部材は、両プレート 61 e（61 i）、62 e（62 i）間の前記所定間隔を規定すると共に排気サブロッカアーム 66 e（吸気サブロッカアーム 66 i）を枢支する支持軸でもあるカラー 63 e（63 i）と、カラー 63 e（63 i）に挿通されて両プレート 61 e（61 i）、62 e（62 i）を一体に結合するリベット 64 とを備える。図 6 A、図  
25 6 B 及び図 4 に示されるように、各プレート 61 e（61 i）、62 e（62 i）には、各プレート 61 e（61 i）、62 e（62 i）をカム軸 50 に揺動可能に支持する軸受 69 が装着される装着孔 61e3（61i3）、62e3（62i3）が形成されている。

図 3 を併せて参照すると、第 1 プレート 61 e (61 i) には制御機構 M 3 の排気制御リンク 71 e (吸気制御リンク 71 i) が枢着されて、排気制御リンク 71 e (吸気制御リンク 71 i) と第 1 プレート 61 e (61 i) とが両者の連結部 71e2 (71i2), 61e1 (61i1) において相対運動可能に連結される。具体的には、制御機構側連結部としての排気制御リンク 71 e (吸気制御リンク 71 i) の連結部 71e2 (71i2) の孔に、ホルダ側連結部としての第 1 プレート 61 e (61 i) の連結部 61e1 (61i1) の孔に圧入されて固定された連結ピン 61e1a (61i1a) が相対回転可能に挿入される。

また、第 2 プレート 62 e (62 i) には、内燃機関 E の始動時に圧縮行程で吸気弁 22 および排気弁 23 を僅かに開弁することにより圧縮圧力を低下させて始動を容易にするためのデコンプカム 62e1 (62i1) (図 6 A, 図 6 B, 図 10 A 及び図 10 B 参照) が形成される。さらに、第 2 プレート 62 e には、揺動位置検出手段 94 (図 12 A 及び図 12 B 参照) の検知部 94 a に検知される被検知部 62e2 が設けられる。被検知部 62e2 は、検知部 94 a を構成する歯部と噛合することにより第 2 プレート 62 e 揺動方向で係合する歯部により構成される。なお、この実施形態では使用されないが、第 2 プレート 61 i にも、被検知部 62e2 に相当する部分 62i2 が設けられる。

カラー 63 e (63 i) には、自然状態で直円筒状の圧縮コイルバネからなる制御バネ 68 の一端部を保持する第 1 バネ保持部 76 と、自然状態で直円筒状の圧縮コイルバネからなる押圧バネ 55 の一端部を保持する可動側バネ保持部 78 とが一体成形されて設けられている。両バネ保持部 76, 78 は、排気サブロッカアーム 66 e (吸気サブロッカアーム 66 i) の支点部 66ea (66ia) にカム軸方向 A 2 で隣接して配置されると共にカラー 63 e (63 i) の周方向に間隔をおいて配置される (図 4 参照)。

また、カラー 63 e (63 i) には、第 2 プレート 62 e (62 i) に形成された孔 62e4 (62i4) に嵌合する凸部 63e1 (63i1) が、排気サブロッカアーム 66 e (吸気サブロッカアーム 66 i) の揺動中心線 L 3 から離れた位置に形成される。凸部 63e1 (63i1) と孔 62e4 (62i4) とは、第 2 プレート 62 e (62 i) とカラー 63 e (63 i) との間の、揺動中心線 L 3 回りの相対回転を阻止するための係合部を構成す

る。この係合部により、1対のバネ保持部 76, 78 が設けられることにより、制御バネ 68 および押圧バネ 55 のバネ力による同一方向のトルクが作用するカラー 63 e (63 i) が、第 1、第 2 プレート 61 e (61 i), 62 e (62 i) に対して相対回転することが阻止されるので、押圧バネ 55 によるリンク機構 M1 i, M1 e へのカム軸 50 回りのトルクの付与作用および制御バネ 68 による排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) への押付け作用が確実に行われる。

図 2 ~ 図 4, 図 6 A, 図 6 B, 図 7 A ~ 図 7 D, 図 10 A 及び図 10 B を参照すると、カム軸方向 A 2 で、排気カム 54 (吸気カム 53) および排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) と共に第 1, 第 2 プレート 61 e (61 i), 62 e (62 i) の間に配置される排気サブロッカアーム 66 e (吸気サブロッカアーム 66 i) は、排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) に接触する接触部としてのローラ 66 eb (66 ib) において排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) と接触し、一端部の支点部 66 ea (66 ia) においてカラー 63 e (63 i) に揺動可能に支持され、他端部の連結部 66 ec (66 ic) において連結リンク 67 e (67 i) の一端部に固定された連結ピン 72 に枢支される。それゆえ、排気サブロッカアーム 66 e (吸気サブロッカアーム 66 i) は、排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) がカム軸 50 と共に回転することによりカラー 63 e (63 i) を揺動中心として揺動する。

連結リンク 67 e (67 i) の他端部に固定された連結ピン 73 に枢支される排気カム 54 (吸気カム 53) は、カム軸 50 に軸受 44 を介して支持されることによりカム軸 50 を中心に揺動可能な揺動カムから構成され、その外周面の一部にカム面が形成される。該カム面は、排気弁 23 (吸気弁 22) を閉弁状態に維持するベース円部 54 a (53 a) と、排気弁 23 (吸気弁 22) を押し下げて開弁させるカム山部 54 b (53 b) とから構成される。ベース円部 54 a (53 a) は、回転中心線 L 2 からの半径が一定の円弧からなる断面形状を有し、カム山部 54 b (53 b) は、回転中心線 L 2 からの半径がカム軸 50 の反回転方向 R 2 (回転方向 R 1) に増加する断面形状を有する。それゆえ、排気カム 54 (吸気カム 53) のカム山部 54 b (53 b) は、反回転方向 R 2 (回転方向 R 1) に次第に排気弁 23 (吸気弁 22) のリフト量が大きくなる形状を有する。

そして、カム山部 54b (53b) は、バルブクリアランス C に起因する排気弁 23 (吸気弁 22) の開弁開始時、およびバルブシート 24 との当接による排気弁 23 (吸気弁 22) の閉弁開始時に発生する打音を低減するために、ベース円部 54a (53a) に連なる緩衝部 54b1 (53b1) を有する (図 6A、図 6B、図 10A 及び図 10B 参照)。ベース円部 54a (53a) からの高さが 0 から緩やかに高くなる緩衝部 54b1 (53b1) は、カム山部 54b (53b) において、カム軸 50 の回転角の変化量に対するカム山部の高さの変化量であるリフト速度が微小で、しかも定速部分を含む部分である。

排気カム 54 (吸気カム 53) は、制御機構 M3 を介して伝達される駆動機構 M2 の駆動力により、排気リンク機構 M1e (吸気リンク機構 M1i) と共に同じ揺動量でカム軸 50 を中心に揺動させられる一方で、排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) により揺動させられる排気サブロッカアーム 66e (吸気サブロッカアーム 66i) によりカム軸 50 を中心に揺動させられる。そして、カム軸 50 に対して揺動する排気カム 54 (吸気カム 53) が排気メインロッカアーム 42 (吸気メインロッカアーム 41) を揺動させて、排気弁 23 (吸気弁 22) を開閉作動させる。それゆえ、排気カム 54 (吸気カム 53) は、ホルダ 60e (60i)、排気サブロッカアーム 66e (吸気サブロッカアーム 66i) および連結リンク 67e (67i) を順次介して伝達される駆動機構 M2 の駆動力により揺動させられ、また排気サブロッカアーム 66e (吸気サブロッカアーム 66i) および連結リンク 67e (67i) を順次介して伝達されるの排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) の駆動力により揺動させられる。

排気サブロッカアーム 66e (吸気サブロッカアーム 66i) のローラ 66eb (66ib) を排気駆動カム 52 (吸気駆動カム 51) に押し付けるバネ力を発生する制御バネ 68 は、カラー 63e (63i) と排気カム 54 との間に配置されて、排気サブロッカアーム 66e (吸気サブロッカアーム 66i) の揺動に応じてカム軸 50 の周方向に伸縮可能である。一端部が第 1 バネ保持部 76 に保持される制御バネ 68 の他端部は、排気カム 54 (吸気カム 53) に一体成形された棚状の突出部に設けられる第 2 バネ保持部 77 に保持される。

排気リンク機構 M1e (吸気リンク機構 M1i) に、その揺動方向での一方の方向を向いたトルクを作用させるバネ力を常時作用させる押圧バネ 55 は、一端部がホ

ホルダ 60 e (60 i) の可動側バネ保持部 78 に保持され、他端部がシリンダヘッド 12 に固定される固定部材であるカム軸ホルダ 29 に設けられた固定側バネ保持部 79 に保持される。

5 排気リンク機構 M1e (吸気リンク機構 M1i) をシリンダ 11 側に押し付ける押圧バネ 55 のバネ力はホルダ 60 e (60 i) に直接作用して該ホルダ 60 e (60 i) をシリンダ 11 に向かう方向に押し付け、該バネ力によりホルダ 60 e (60 i) に作用するトルクは前記一方の方向を向いている。そして、前記一方の方向は、排気カム 54 (吸気カム 53) が排気弁 23 (吸気弁 22) を開弁するときに排気弁 23 (吸気弁 22) から排気カム 54 (吸気カム 53) に作用する反力により排気カム 54 (吸気カム 53) に作用するトルクと同じ向きに設定される。それゆえ、押圧バネ 55 のバネ力が連結部 61e1 (61i1) を連結部 71e2 (71i2) に常時揺動方向に押し付ける向きと、排気カム 54 (吸気カム 53) から連結リンク 67 e (67 i) および排気サブロッカアーム 66 e (吸気サブロッカアーム 66 i) を介してホルダ 60 e (60 i) に作用するトルクに基づいて、前記反力が連結部 61e1 (61i1) を連結部 71e2 (71i2) に揺動方向に押し付ける向きとは同じである。

そして、押圧バネ 55 により、枢着による僅かな隙間が存在する各連結部 71e2 (71i2), 61e1 (61i1) において、一方の連結部 61e1 (61i1) が他方の連結部 71e2 (71i2) に常時揺動方向に押し付けられるので、排気制御リンク 71 e (吸気制御リンク 71 i) により第 1 プレート 61 e (61 i) が揺動させられるとき、連結部 71e2 (71i2) と連結部 61e1 (61i1) と間の隙間 (遊び) の影響が解消されて、排気制御リンク 71 e (吸気制御リンク 71 i) の運動がホルダ 60 e (60 i) に精度よく伝達される。

図 2, 図 3, 図 10A 及び図 10B を参照すると、制御機構 M3 は、駆動機構 M2 により駆動される制御部材としての円筒状の制御軸 70 と、制御軸 70 の運動をリンク機構 M1i, M1e に伝達して、カム軸 50 を中心にリンク機構 M1i, M1e を揺動させる制御リンク 71 i, 71 e とを備える。

制御軸 70 は、シリンダ軸線 L1 に平行な方向に移動可能であり、したがってカム軸 50 の回転中心線 L2 を含むと共にシリンダ軸線 L1 に平行な基準平面 H0 に対して平行な方向に移動可能である。



制御リンク 71 i, 71 e は、吸気制御リンク 71 i と排気制御リンク 71 e とから構成される。吸気制御リンク 71 i は連結部 71 i1 で制御軸 70 に枢着され、連結部 71 i2 で吸気リンク機構 M1 i の第 1 プレート 61 i の連結部 61 i1 に枢着される。排気制御リンク 71 e は連結部 71 e1 で制御軸 70 に枢着され、連結部 71 e2 で排気リンク機構 M1 e の第 1 プレート 61 e の連結部 61 e1 に枢着される。吸気制御リンク 71 i の連結部 71 i1 および制御軸 70 の連結部 70 a は、それぞれ、排気制御リンク 71 e の連結部 71 e1 孔に圧入されて固定された 1 つの連結ピン 71 e3 が相対回転可能に挿入される孔を有して、連結ピン 71 e3 に枢支され、2 又状の連結部 71 i2, 71 e2 は、それぞれ、連結部 71 i2, 71 e2 の連結ピン 61 i1 a, 61 e1 a が相対回転可能に挿入される孔を有して、連結ピン 61 i1 a, 61 e1 a に枢支される。そして、押圧バネのバネ力が、枢着による僅かな隙間が存在する各連結部 71 e1 (71 i1), 70 a において、連結部 71 e1 (71 i1) が連結部 70 a に常時押し付けられるので、連結部 71 e1 (71 i1) と連結部 70 a との間の隙間(遊び)の影響が解消されて、制御軸 70 の運動が排気制御リンク 71 e (吸気制御リンク 71 i) に精度よく伝達される。

図 3, 図 8 を参照すると、制御軸 70 を駆動する駆動機構 M2 は、ヘッドカバー 13 に取り付けられる逆回転可能な電動モータ 80 と、電動モータ 80 の回転を制御軸 70 に伝達する伝達機構 M4 とを備える。そして、制御機構 M3 および駆動機構 M2 は、回転中心線 L2 を含むと共に基準平面 H0 に直交する第 2 直交平面 H2 に対して、シリンダ 11 および燃焼室 16 とは反対側に配置される。

電動モータ 80 は、コイル部などの発熱部が收容されると共にシリンダ軸線 L1 に平行な中心軸線を有する円筒状の本体 80 a と、シリンダ軸線 L1 に平行に延びる出力軸 80 b とを備える。電動モータ 80 は、シリンダヘッド 12 およびヘッドカバー 13 に関して、動弁室 25 の径方向で外方に配置される。そして、第 1 直交平面 H1 に対して左側に、伝動室 59 が配置され、第 1 直交平面 H1 に対して他方側である右側に、本体 80 a および点火栓 19 が配置される。本体 80 a において、ヘッドカバー 13 に径方向に突出して庇状に形成された取付部 13 a に結合される被取付部 80 a1 には貫通孔 80 a2 が形成され、出力軸 80 b は、該貫通孔 80 a2 を貫通して本体 80 a の外部に突出して動弁室 25 内に延びる。本体 80 a は、ヘッドカバ

ー13 側からシリンダ軸線方向 A 1 に見て、またはヘッドカバー13 の前方から見て、その全体が取付部により覆われる位置に配置される（図 8 参照）。

図 2, 図 3, 図 8 を参照すると、動弁室 25 内において、シリンダ軸線方向 A 1 でカム軸ホルダ 29 とヘッドカバー13 との間に配置される伝達機構 M 4 は、ヘッドカバー13 を貫通して動弁室 25 内に延びる出力軸 80 b に形成された駆動ギヤ 80b1 に噛合する減速ギヤ 81 と、減速ギヤ 81 と噛合すると共にシリンダヘッド 12 にカム軸ホルダ 29 を介して回転可能に支持される出力ギヤ 82 とから構成される。減速ギヤ 81 は、ヘッドカバー13 とヘッドカバー13 に形成された開口 13 c を覆うカバー83 とに支持される支持軸 84 に回転可能に支持され、駆動ギヤ 80b1 と噛合する大ギヤ 81 a と、出力ギヤ 82 と噛合する小ギヤ 81 b とを有する。出力ギヤ 82 は、カム軸ホルダ 29 にボルトにより結合された保持筒 88 に軸受 89 を介して回転可能に支持される円筒状のボス部 82 a を有する。

出力ギヤ 82 と制御軸 70 とは、出力ギヤ 82 の回転運動を、制御軸 70 の、シリンダ軸線 L 1 に平行な直線往復運動に変換する運動変換機構としての送りネジ機構を介して駆動連結される。前記送りネジ機構は、ボス部 82 a の内周面に形成された台形ネジからなる雌ネジ部 82 b と、制御軸 70 の外周面に形成されて雄ネジ部 70 b と螺合する台形ネジからなる雄ネジ部 70 b とを備える。制御軸 70 は、ボス部 82 a に固定された案内軸 90 の外周に摺動可能に嵌合しており、該案内軸 90 により移動方向に案内された状態で、カム軸ホルダ 29 に形成された貫通孔 91（図 5 も参照）を通じて、シリンダ軸線方向 A 1 でカム軸 50 に対して進出および後退可能である。

図 3 を参照すると、電動モータ 80 は、電子制御ユニット（以下、ECU という。）92 により制御される。そのために、ECU 92 には、内燃機関 E の始動時を検出する始動検出手段、機関負荷を検出する負荷検出手段、機関回転速度を検出する機関回転速度検出手段などから構成されて内燃機関 E の運転状態を検出する運転状態検出手段 93 と、電動モータ 80 により揺動させられる排気リンク機構 M1e のホルダ 60 e ひいては排気カム 54 の、カム軸 50 に対する揺動角である揺動位置を検出する揺動位置検出手段 94（例えばポテンショメータから構成される。）とからの検出信号が入力される。

それゆえ、電動モータ 80 により駆動される制御軸 70 の位置が変更されると、排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）および排気カム 54（吸気カム 53）のカム軸 50 に対する相対的な回転位置である揺動位置が、運転状態に応じて変更されることから、ECU 92 により制御されるバルブ特性可変機構 M により、排気弁 23（吸気弁 22）のバルブ作動特性が内燃機関 E の運転状態に応じて制御される。  
具体的には、以下のとおりである。

図 9 に示されるように、吸気弁および排気弁は、それぞれ、開閉時期および最大リフト量を変更するバルブ特性可変機構 M により制御されるバルブ作動特性  $K_i$ ,  $K_e$  の基本作動特性として、最大バルブ作動特性  $K_{imax}$ ,  $K_{emax}$  および最小バルブ作動特性  $K_{imin}$ ,  $K_{emin}$  を境界値として、最大バルブ作動特性  $K_{imax}$ ,  $K_{emax}$  と最小バルブ作動特性  $K_{imin}$ ,  $K_{emin}$  との間の任意の中間バルブ作動特性で開閉作動される。そのために、吸気弁 22 については、その開時期が連続的に遅角されるにつれて、閉時期が連続的に進角されて開弁期間が連続的に短くなり、さらに最大リフト量が得られるカム軸 50 の回転角（またはクランク軸 15 の回転位置であるクランク角）が連続的に遅角されると共に最大リフト量が連続的に小さくなる。そして、吸気弁 22 のバルブ作動特性の変更と同時に、排気弁 23 については、その開時期が連続的に遅角されるにつれて、閉時期が連続的に進角されて開弁期間が連続的に短くなり、さらに最大リフト量が得られるカム軸 50 の回転角が連続的に進角され、最大リフト量が連続的に小さくなる。

図 10A 及び図 10B を併せて参照すると、駆動機構 M2 により駆動される制御軸 70 および吸気制御リンク 71i が、図 10 (A), (B) に示される第 1 位置を占めるとき、吸気弁 22 の開時期が最進角位置  $\theta_{iomax}$  になり、その閉時期が最遅角位置  $\theta_{icmax}$  になり、かつその開弁期間および最大リフト量がいずれも最大になる最大バルブ作動特性  $K_{imax}$  が得られ、同時に、排気弁 23 の開時期が最進角位置  $\theta_{eomax}$  になり、その閉時期が最遅角位置  $\theta_{ecmax}$  になり、かつその開弁期間および最大リフト量がいずれも最大になる最大バルブ作動特性  $K_{emax}$  が得られる。

なお、図 10A, 図 10B, 図 11A 及び図 11B においては、排気弁 23（吸気弁 22）が開弁しているときの排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）およ

び排気メインロッカアーム 42（吸気メインロッカアーム 41）の状態が実線および破線で示され、排気弁 23（吸気弁 22）が最大リフト量で開弁したときの排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）および排気メインロッカアーム 42（吸気メインロッカアーム 41）の状態の概略が二点鎖線で示されている。

- 5 内燃機関 E の運転状態に応じて、バルブ特性可変機構 M により最大バルブ作動特性  $K_{imax}$ ,  $K_{emax}$  が得られる状態から最小バルブ作動特性  $K_{imin}$ ,  $K_{emin}$  が得られる状態に向かって移行するときは、電動モータ 80 が出力ギヤ 72 を回転駆動して、前記送りネジ機構により制御軸 70 がカム軸 50 に向かって進出する。このとき電動モータ 80 の駆動量に基づいて、制御軸 70 は、吸気制御リンク 71i を介して吸気リンク機構 M1i および吸気カム 53 を、カム軸 50 を中心に回転方向 R 1 に揺動させ、同時に、排気制御リンク 71e を介して排気リンク機構 M1e および排気カム 54 を、カム軸 50 を中心に反回転方向 R 2 に揺動させる。

- そして、制御軸 70 および排気制御リンク 71e が図 11 (A), (B) に示される第 2 位置を占めるとき、吸気弁 22 の開時期が最遅角位置  $\theta_{iomin}$  となり、その閉時期が最進角位置  $\theta_{icmin}$  となり、かつその開弁期間および最大リフト量がいずれも最小になる最小バルブ作動特性  $K_{imax}$  が得られ、同時に、排気弁 23 の開時期が最遅角位置  $\theta_{eomin}$  となり、その閉時期が最進角位置  $\theta_{ecmin}$  となり、かつその開弁期間および最大リフト量がいずれも最小になる最小バルブ作動特性  $K_{emin}$  が得られる。

- 20 そして、制御軸 70 が前記第 2 位置から前記第 1 位置に移行するときは、電動モータ 80 が出力ギヤ 82 を逆方向に回転駆動して、前記送りネジ機構により制御軸 70 がカム軸 50 から離れるように後退する。このとき、制御軸 70 は、吸気制御リンク 71i を介して吸気リンク機構 M1i および吸気カム 53 を、カム軸 50 を中心に反回転方向 R 2 に揺動させ、同時に、排気制御リンク 71e を介して排気リンク機構 M1e および排気カム 54 を、カム軸 50 を中心に回転方向 R 1 に揺動させる。

また、制御軸 70 が前記第 1 位置と前記第 2 位置の間の位置を占めるとき、排気弁 23（吸気弁 22）について、最大バルブ作動特性  $K_{emax}$  ( $K_{imax}$ ) および最小バルブ作動特性  $K_{emin}$  ( $K_{imin}$ ) における開時期、閉時期、開弁期間および最大リ

フト量の間値となる開時期、閉時期、開弁期間および最大リフト量が設定される無数の前記中間バルブ作動特性が得られる。

そして、吸気弁および排気弁は、前記基本作動特性のほかに、それぞれ、バルブ特性可変機構Mにより補助作動特性で開閉作動される。具体的には、前記補助作動特性としてのデコンプ作動特性が得られることを図12(A), (B)を参照して説明する。内燃機関Eの始動開始時の圧縮行程時に、電動モータ80が出力ギヤ82を逆方向に回転駆動して、制御軸70が前記第1位置を越えてカム軸50から離れるように後退した位置であるデコンプ位置を占める。このとき、排気リンク機構M1e(吸気リンク機構M1i)および排気カム54(吸気カム53)が、回転方向R1(反回転方向R2)に揺動して、第2プレート62e(62i)のデコンプカム62e1(62i1)が、排気メインロッカアーム42(吸気メインロッカアーム41)のローラ42c(41c)の近傍に設けられたデコンプ部42d(41d)に接触して、ローラ42c(41c)が排気カム54(吸気カム53)から離れ、排気弁23(吸気弁22)が小開度のデコンプ開度で開弁する。

図13を参照すると、排気駆動カム52(吸気駆動カム51)のカム山部52b(51b)は、カム山部52b(51b)の高さが増加する前半部に関して、ベース円部52a(51a)でのリフト速度が0(ゼロ)の状態からカム山部52b(51b)への移行に伴ってリフト速度が増加する移行部Sa1とリフト速度が一定の緩衝定速部Sa2とを有する緩衝部Saと、緩衝部Saに続く部分であってリフト速度が増加する増速部Sbと、リフト速度が一定の定速部Scと、リフト速度が減少する減速部Sdとを有する。それゆえ、緩衝定速部Sa2および定速部Scは、カム軸50の回転角の変化量に対するリフト速度の変化量であるリフト加速度が0(ゼロ)の区間であり、移行部Sa1および増速部Sbは、リフト加速度が正の区間であり、減速部Sdはリフト加速度が負の区間である。ここで、図13においては、縦軸は、排気サブロッカアーム66e(吸気サブロッカアーム66i)を介して排気駆動カム52(吸気駆動カム51)により揺動される排気カム54(吸気カム53)の揺動角、揺動角速度および揺動角加速度であり、これら揺動角、揺動角速度および揺動角加速度は、それぞれ、排気駆動カム52(吸気駆動カム51)のカム山部52b(51b)の高さ、リフト速度およびリフト加速度に、1対1で対応する。

図 1 4 を併せて参照すると、定速部  $S_c$  は、少なくとも、最大バルブ作動特性  $K_{\text{emax}}$  ( $K_{\text{imax}}$ ) での排気弁 23 (吸気弁 22) の最進角位置  $\theta_{\text{eomax}}$  ( $\theta_{\text{iomax}}$ ) において排気弁 23 (吸気弁 22) の開時期が含まれ、最小バルブ作動特性  $K_{\text{emin}}$  ( $K_{\text{imin}}$ ) での排気弁 23 (吸気弁 22) の最遅角位置  $\theta_{\text{eomin}}$  ( $\theta_{\text{iomin}}$ ) において排気弁 23 (吸気弁 22) の開時期が含まれる角度幅  $\theta_w$  に渡って連続して設けられる。この実施形態では、角度幅  $\theta_w$  は、最進角位置における排気弁 23 (吸気弁 22) の開時期から最遅角位置における排気カム 54 (吸気カム 53) の開時期までの角度範囲  $\theta_s$  を少なくとも含んで、角度範囲  $\theta_s$  よりも大きくなるように、最進角位置  $\theta_{\text{eomax}}$  ( $\theta_{\text{iomax}}$ ) において排気カム 54 (吸気カム 53) の緩衝部の開始位置  $\theta_1$  を含み、かつ最遅角位置  $\theta_{\text{eomin}}$  ( $\theta_{\text{iomin}}$ ) において緩衝部の終了位置  $\theta_2$  を含む角度幅に設定される。

また、カム山部 52b (51b) の高さが減少する後半部については、高さの変化形態およびリフト加速度の変化形態は、前半部に対して線対称の特性となり、リフト速度 (すなわち、排気カム 54 (吸気カム 53) の揺動角速度) は、前半部に対して点対称の変化形態になる。そして、排気弁 23 (吸気弁 22) の閉時期に関して、最大バルブ作動特性  $K_{\text{emax}}$  ( $K_{\text{imax}}$ ) での最遅角位置  $\theta_{\text{ecmax}}$  ( $\theta_{\text{icmax}}$ ) および最小バルブ作動特性  $K_{\text{emin}}$  ( $K_{\text{imin}}$ ) での最進角位置  $\theta_{\text{ecmin}}$  ( $\theta_{\text{icmin}}$ ) に対応して、前半部と同じ角度幅  $\theta_w$  が設定される。

したがって、機関回転速度 (すなわち、カム軸 50 の回転速度) が同一である場合、排気弁 23 (吸気弁 22) の開時期が最進角位置  $\theta_{\text{eomax}}$  ( $\theta_{\text{iomax}}$ ) となる最大バルブ作動特性  $K_{\text{emax}}$  ( $K_{\text{imax}}$ ) から始まり、すべての前記中間バルブ作動特性を含み、排気弁 23 (吸気弁 22) の開時期が最遅角位置  $\theta_{\text{eomin}}$  ( $\theta_{\text{iomin}}$ ) となる最小バルブ作動特性  $K_{\text{emin}}$  ( $K_{\text{imin}}$ ) に至るすべてのバルブ作動特性において、排気メインロッカアーム 42 (吸気メインロッカアーム 41) は同じ揺動角速度で揺動する排気カム 54 (吸気カム 53) の緩衝部 54b1 (53b1) に当接し、該緩衝部 54b1 (53b1) により揺動される排気メインロッカアーム 42 (吸気メインロッカアーム 41) は、同じ揺動角速度で揺動させられる。したがって、排気カム 54 (吸気カム 53) の緩衝部 54b1 (53b1) の終了位置でのカム山 54b (53b) の高さよりも小さい値に設定されるバルブクリアランス  $C$  がなくなっても、排気メインロッ

カーム 42（吸気メインロッカーム 41）が排気弁 23（吸気弁 22）に当接するとき、およびバルブシート 24 に排気弁 23（吸気弁 22）が当接するときは、バルブ特性可変機構 M により制御されるバルブ作動特性に関わらず常に同じ速度で当接する。

5 次に、前述のように構成された実施形態の作用および効果について説明する。

排気弁 23（吸気弁 22）を開閉作動させるべくカム軸 50 に枢支される排気カム 54（吸気カム 53）と、カム軸 50 と一体に回転する排気駆動カム 52（吸気駆動カム 51）により排気カム 54（吸気カム 53）をカム軸 50 を中心に揺動させる排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）と、排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）をカム軸 50 を中心に揺動させる駆動機構 M 2 とを備え、排気カム 54（吸気カム 53）の緩衝部 54b1（53b1）において排気弁（吸気弁）の開弁および閉弁が開始され、駆動機構 M 2 が排気リンク機構 M1e（吸気リンク機構 M1i）を介して排気カム 54（吸気カム 53）をカム軸 50 を中心に揺動させることにより排気弁 23（吸気弁 22）の開閉時期が制御されるバルブ特性可変機構 M において、排気駆動カム 52（吸気駆動カム 51）のカム山部 52b（51b）は、リフト速度（すなわち、排気カム 54（吸気カム 53）の揺動角速度）が一定の定速部 S c を有し、定速部 S c は、排気弁 23（吸気弁 22）の開時期の最進角位置  $\theta_{eomax}$ （ $\theta_{iomax}$ ）において排気弁 23（吸気弁 22）の開時期が含まれ、かつ開時期の最遅角位置  $\theta_{eomin}$ （ $\theta_{iomin}$ ）において排気弁 23（吸気弁 22）の開時期が含まれる角度幅  $\theta_w$  に渡って設けられることにより、排気弁 23（吸気弁 22）の開時期および閉時期が最進角位置  $\theta_{eomax}$ （ $\theta_{iomax}$ ）； $\theta_{ecmin}$ （ $\theta_{icmin}$ ）、最遅角位置  $\theta_{eomin}$ （ $\theta_{iomin}$ ）； $\theta_{ecmax}$ （ $\theta_{icmax}$ ）および最進角位置  $\theta_{eomax}$ （ $\theta_{iomax}$ ）； $\theta_{ecmin}$ （ $\theta_{icmin}$ ）と最遅角位置  $\theta_{eomin}$ （ $\theta_{iomin}$ ）； $\theta_{ecmax}$ （ $\theta_{icmax}$ ）との間の任意の位置にあるとき、排気弁 23（吸気弁 22）は、定速部 S c により同じ揺動角速度で揺動される排気カム 54（吸気カム 53）の緩衝部 54b1（53b1）により開閉されて、開閉時期の制御による開時期および閉時期の変更に拘わらず、常に同一の揺動角速度を有する緩衝部 54b1（53b1）により開弁または閉弁が開始されるので、開閉時期の変更に伴って、バルブクリアランス C およびバルブシート 24 への着座に起因する排気弁 23（吸気弁 22）の打音の発生が防止される。

内燃機関Eは、多気筒内燃機関であってもよい。さらに、1つの気筒に複数の吸気弁と1つまたは複数の排気弁が設けられる内燃機関、または1つの気筒に複数の排気弁と1つまたは複数の吸気弁が設けられる内燃機関であってもよい。



## 請 求 の 範 囲

1. 内燃機関のクランク軸に連動して回転するカム軸と、

5 吸気弁及び排気弁の一つを含む機関弁を開閉させるべく前記カム軸に枢支される動弁カムと、

前記カム軸と一体に回転する駆動カムと、

前記駆動カムを介して前記動弁カムを前記カム軸を中心に揺動させる連動機構と、

前記連動機構を前記カム軸を中心に揺動させる駆動機構と、を備え、

10 前記駆動カムは、円形の断面形状を有するベース円部と、前記ベース円部の中心とは異なる中心からの半径が前記カム軸の回転方向に増加及び減少する断面形状を有するカム山部と、を有し、

前記動弁カムの緩衝部で前記機関弁の開弁および閉弁が開始され、前記駆動機構が前記連動機構を介して前記動弁カムを前記カム軸を中心に揺動させることにより前記機関弁の開閉時期が制御され、

15 前記駆動カムの前記カム山部は、前記カム軸の回転角の変化に対する前記カム山部の高さの変化率であるリフト速度が一定の定速部を有し、前記定速部は、少なくとも、前記機関弁の開時期の最進角位置において該開時期を含み、かつ前記機関弁の開時期の最遅角位置において該開時期を含む角度幅に渡って設けられることを特徴とする内燃機関の動弁装置。

2. 前記角度幅は、前記最進角位置における前記機関弁の開時期から前記最遅角位置における前記機関弁の開時期までの角度範囲を少なくとも含むことを特徴とする請求の範囲第 1 項記載の内燃機関の動弁装置。

25 3. 前記角度幅は、前記最進角位置における前記動弁カムの緩衝部の開始位置、及び前記最遅角位置における前記動弁カムの緩衝部の終了位置を含むことを特徴とする請求の範囲第 2 項記載の内燃機関の動弁装置。

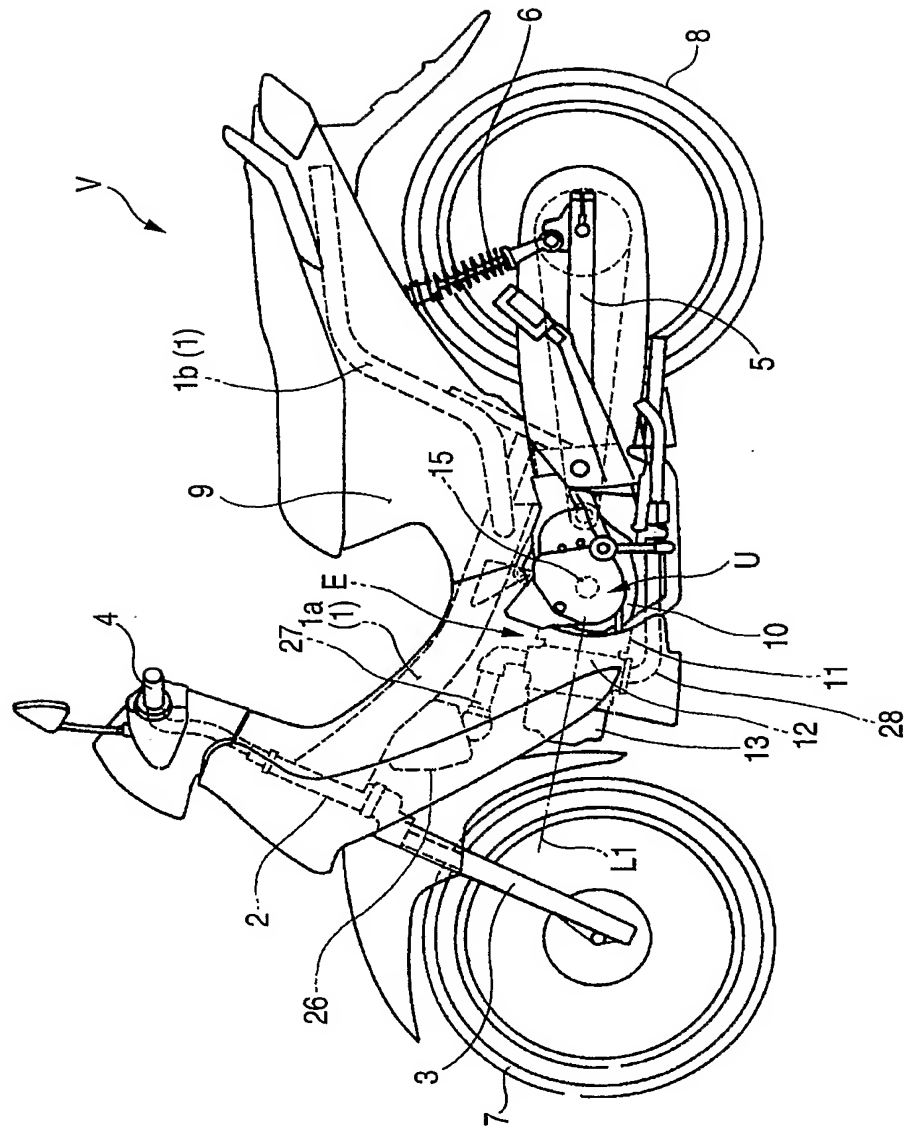


図 2

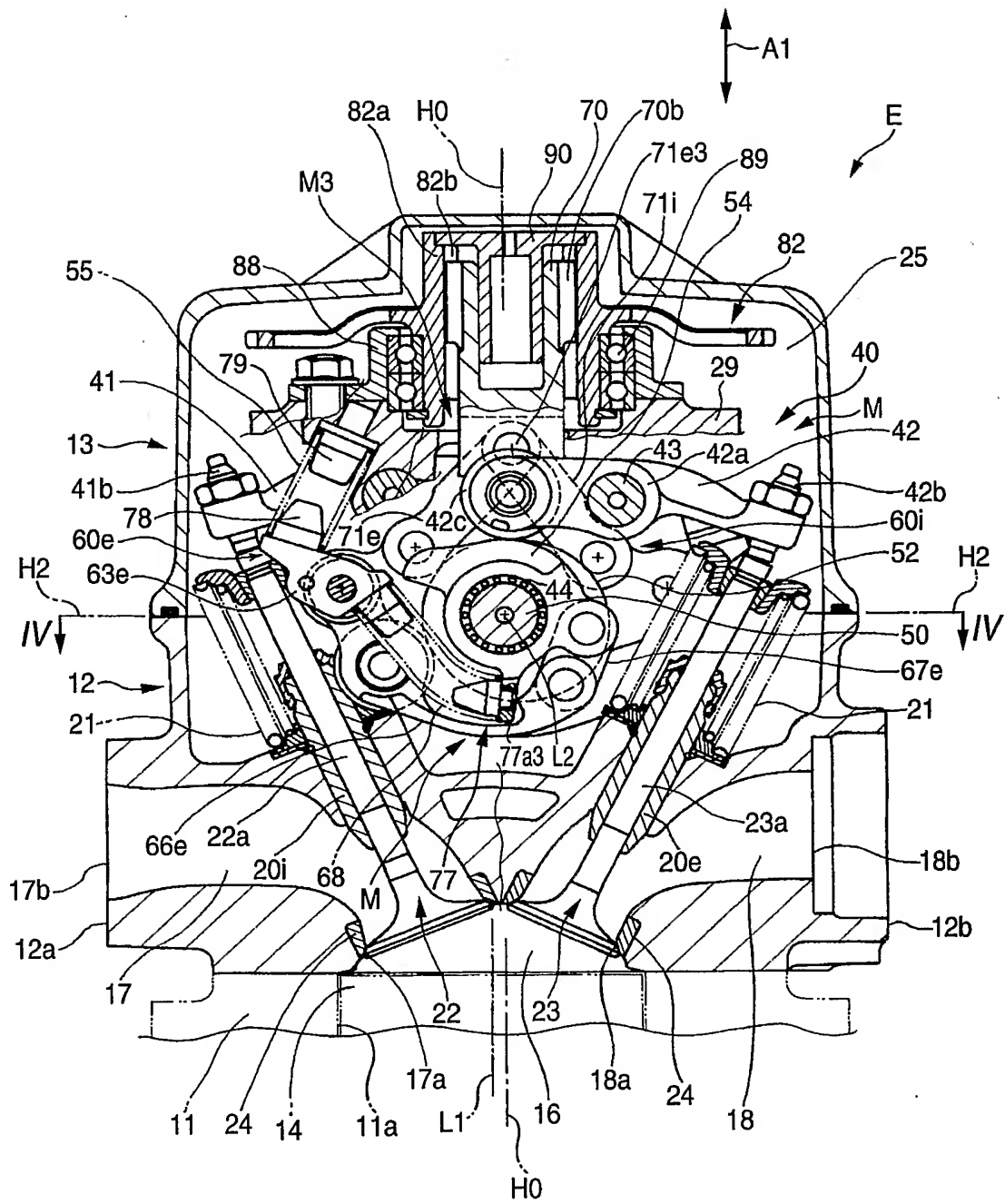
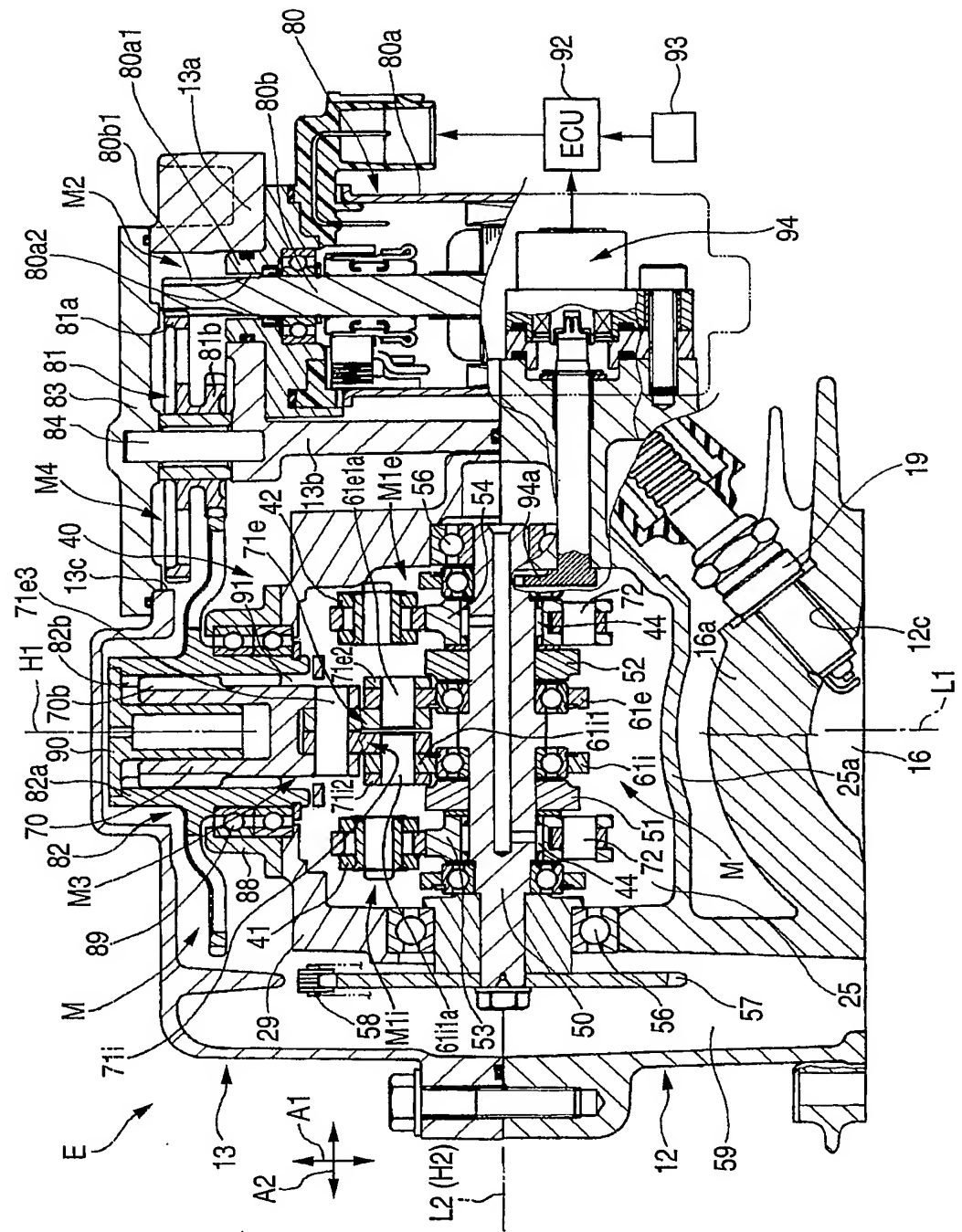


図 3



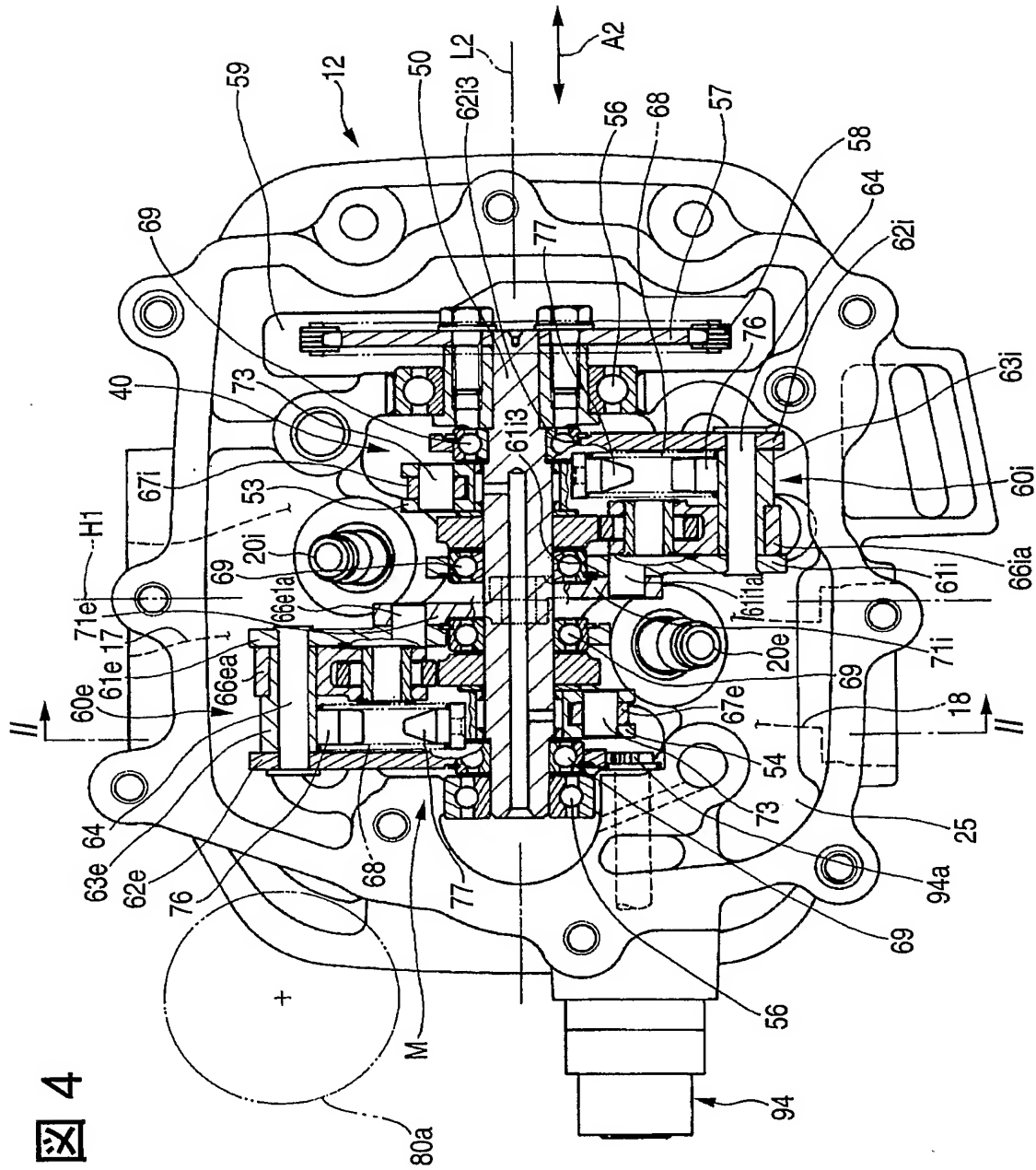


図 5

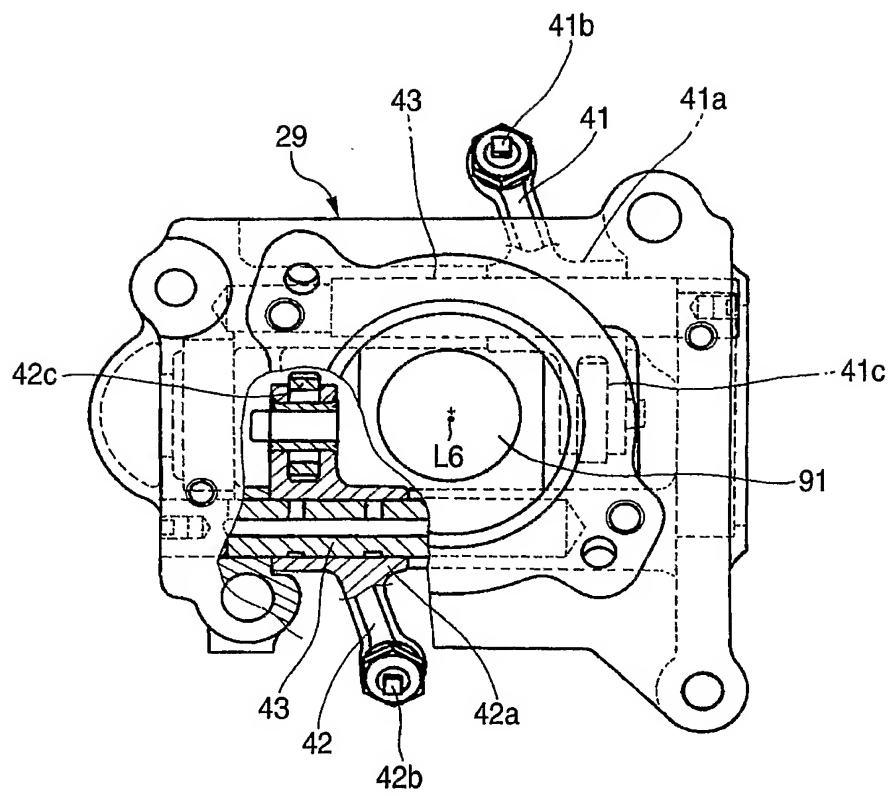


図 6A

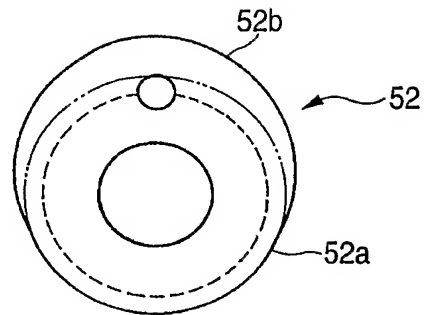


図 6B

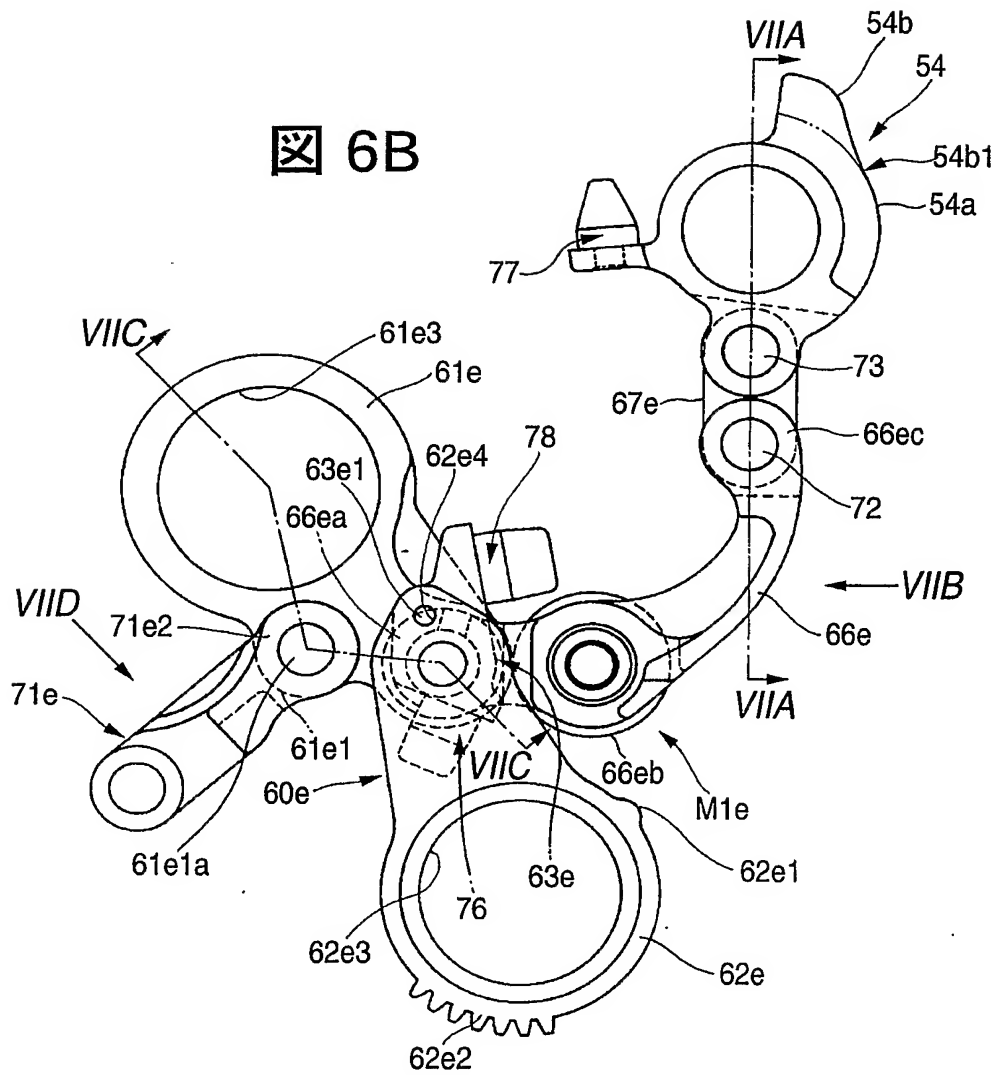


図 7A

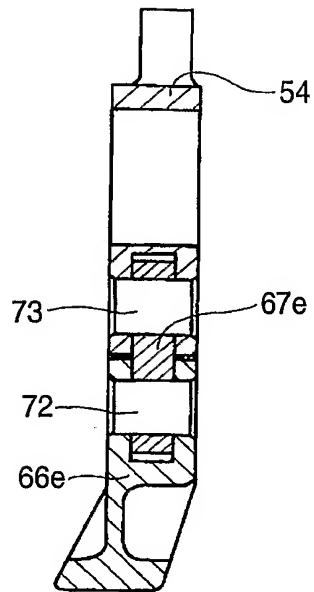


図 7B

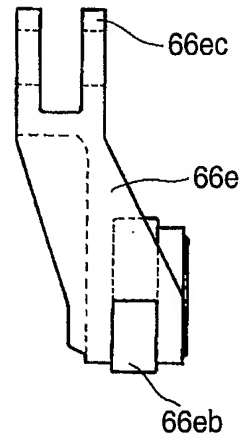


図 7C

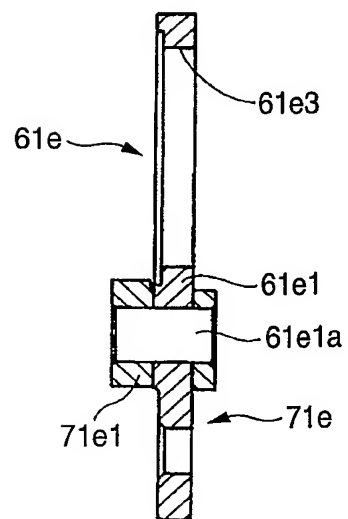
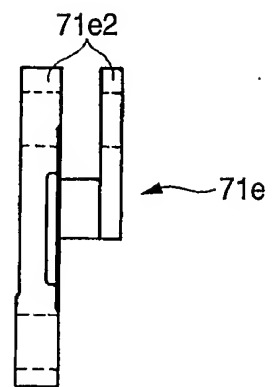


図 7D





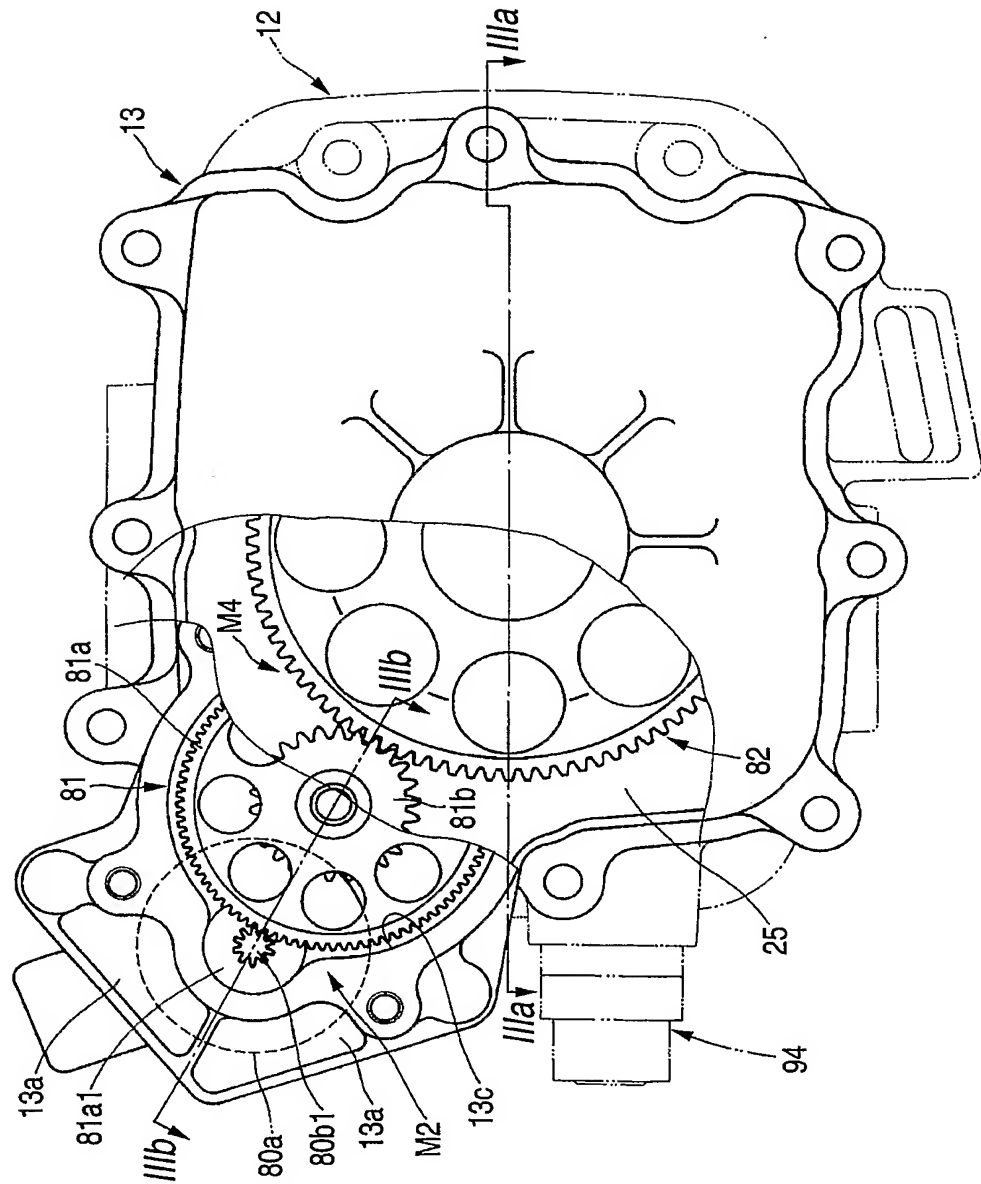


図 9

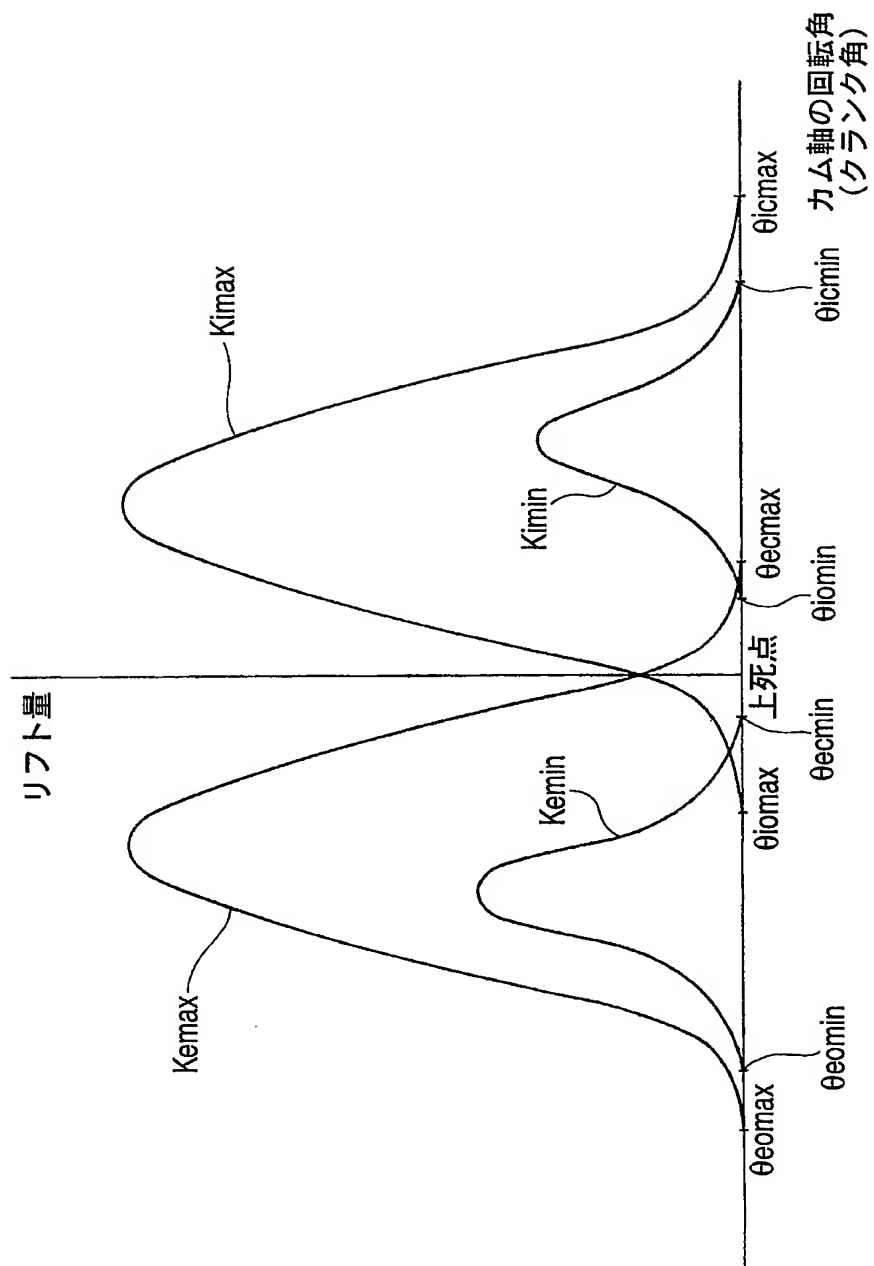


図 10A

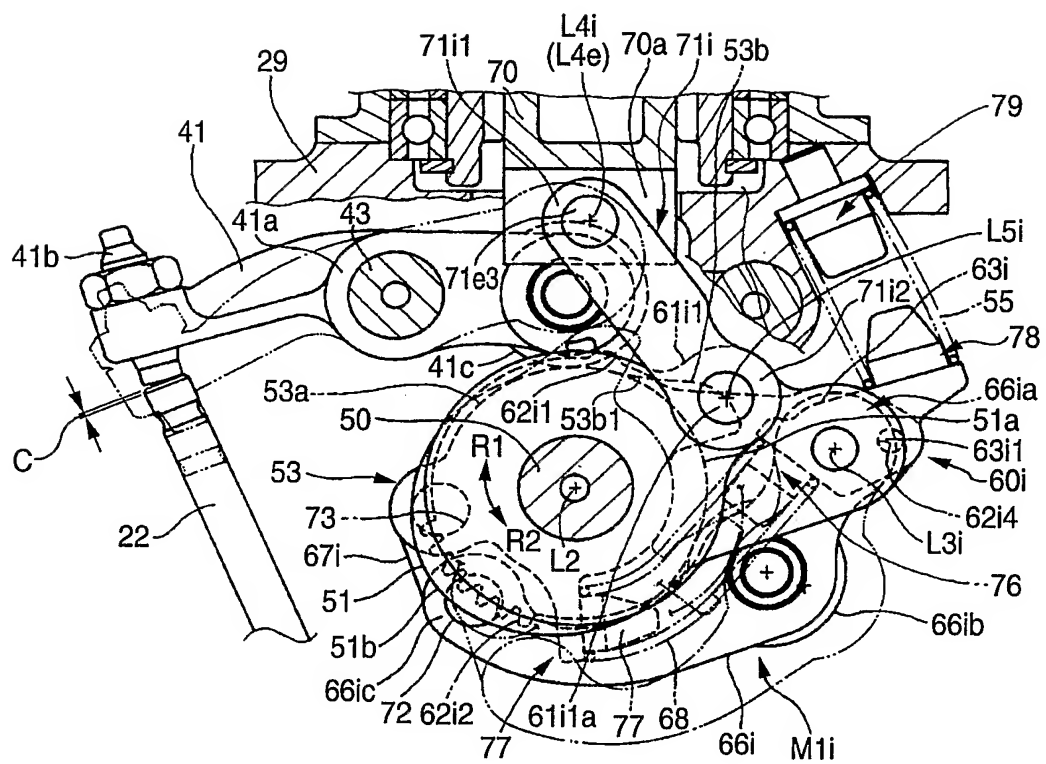


図 10B

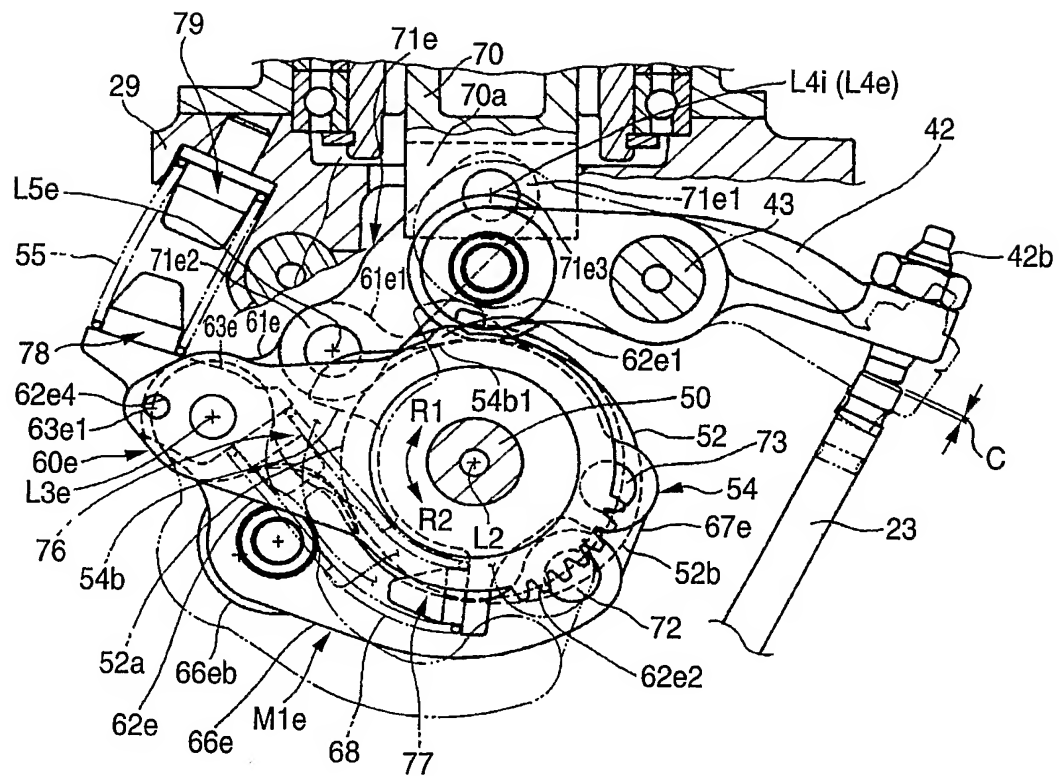


図 11A

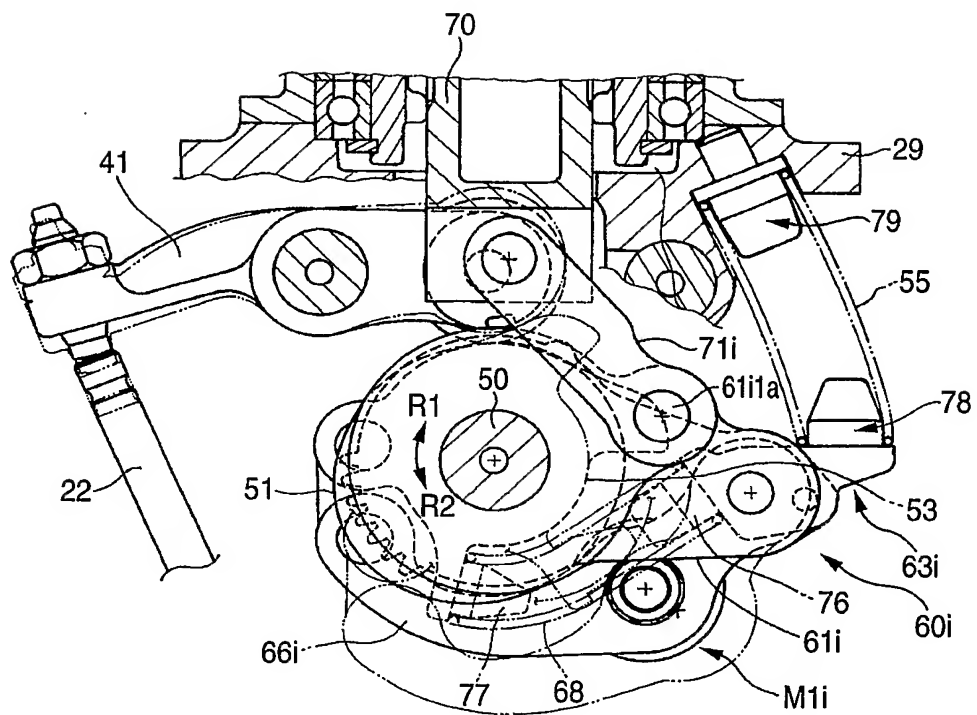


図 11B

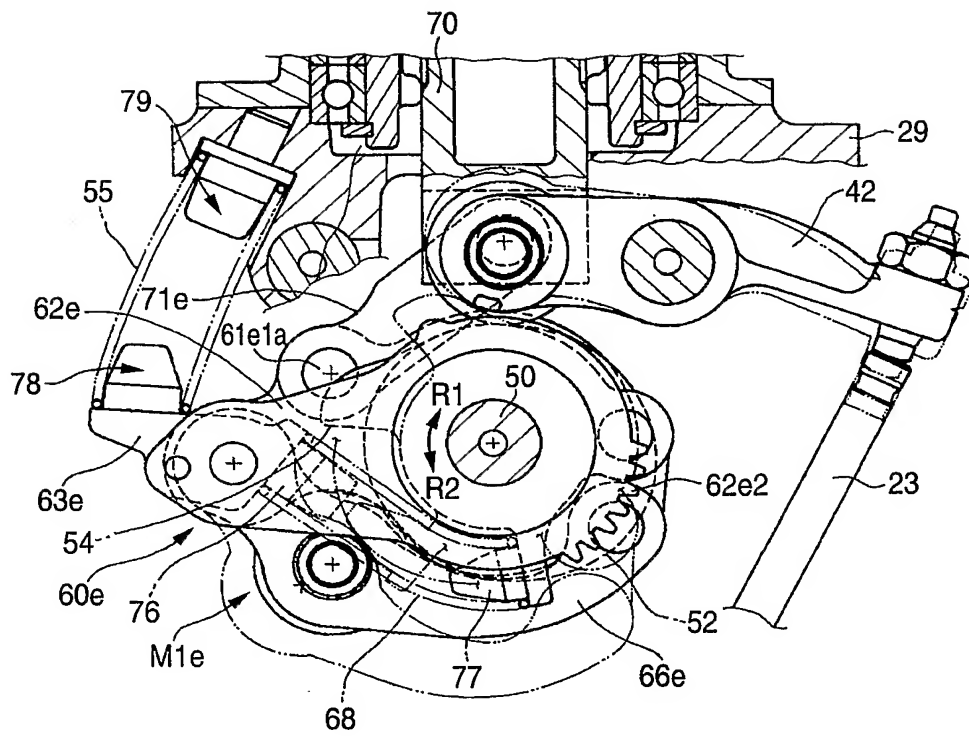


図 12A

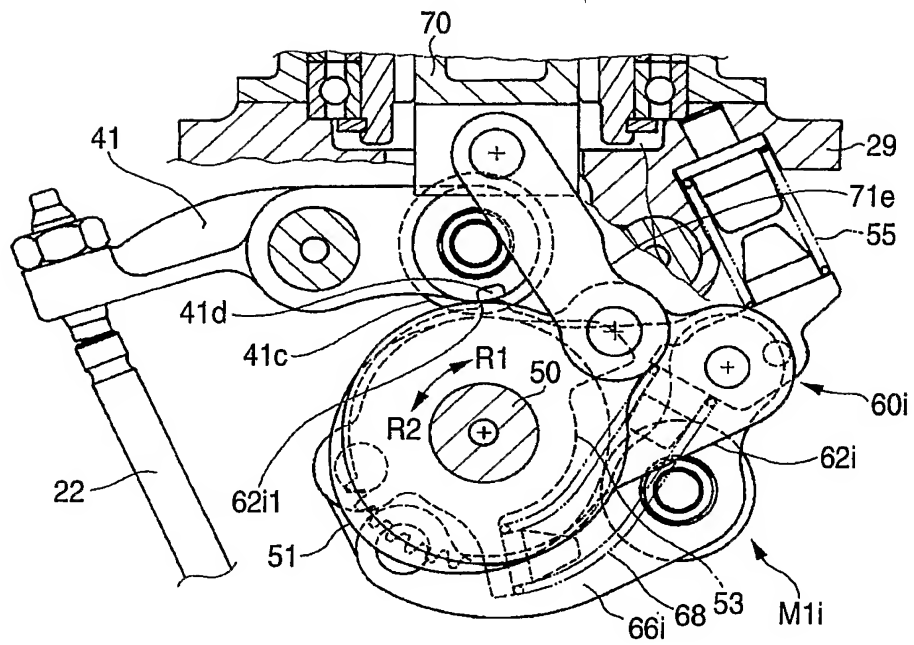


図 12B

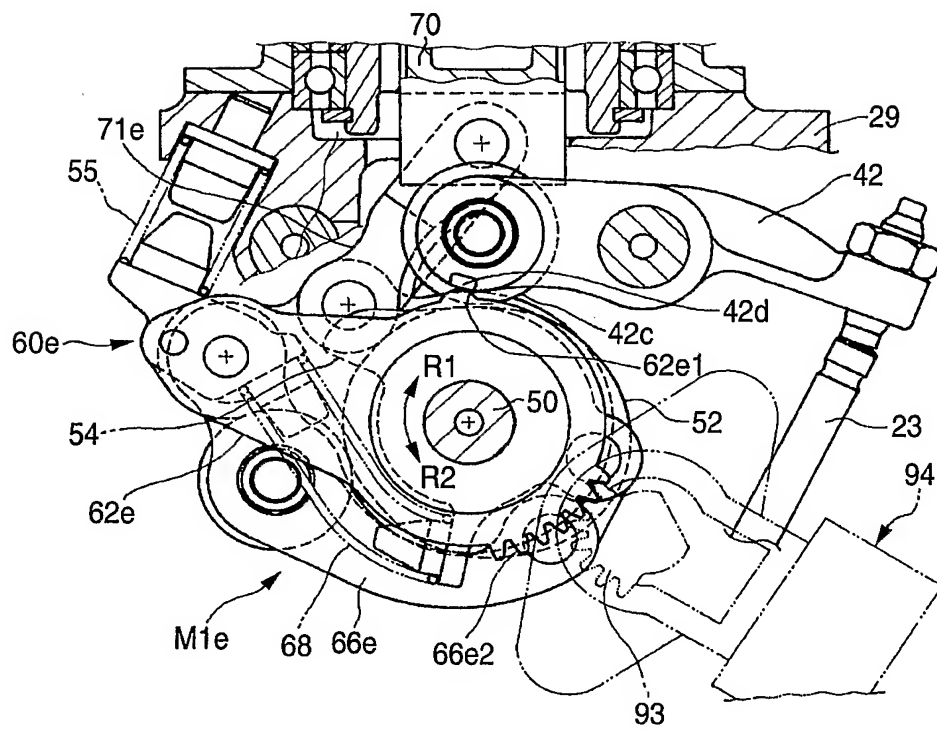






図 14

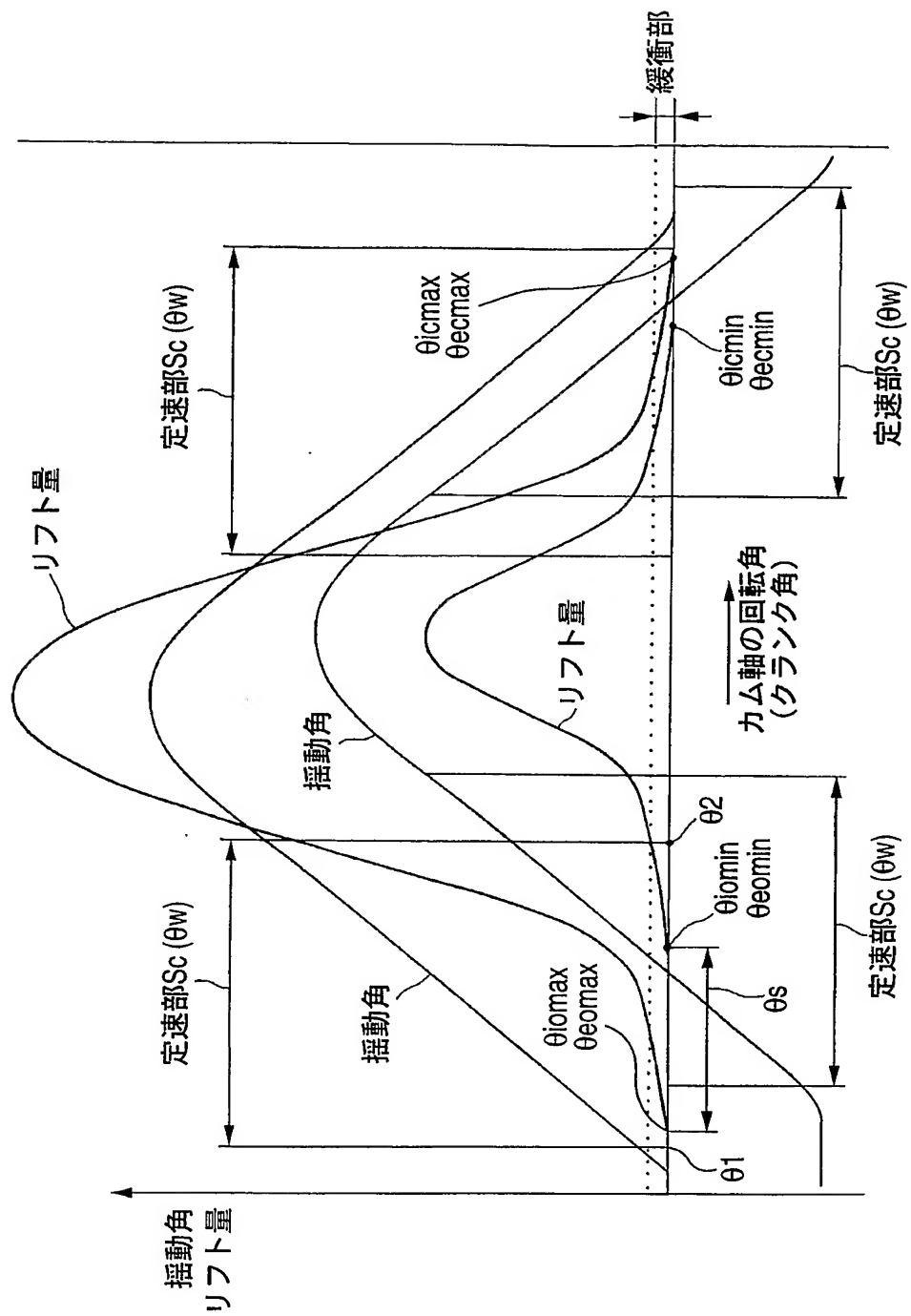
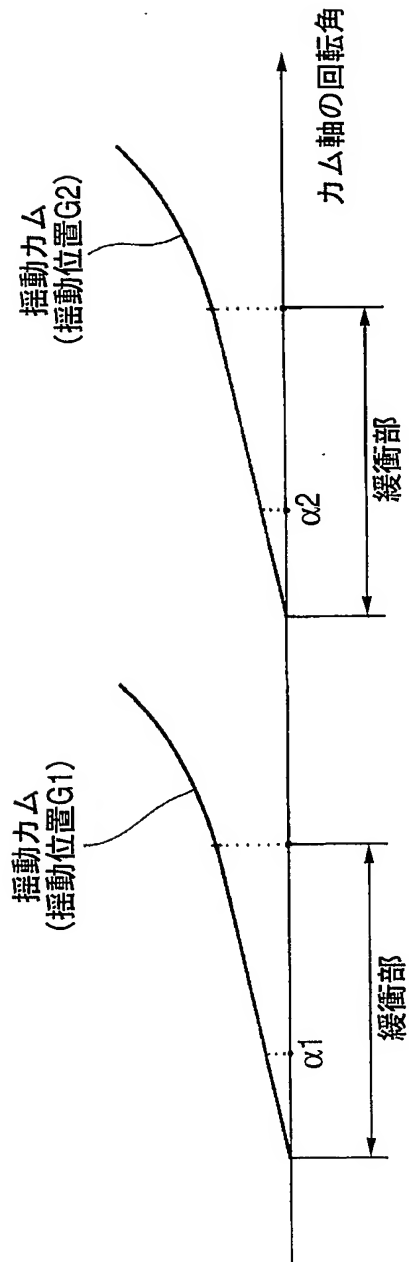


図 15



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/000942

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> F01L13/00, 1/08

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F01L13/00, 1/08

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
E, A	JP 2005-69014 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 17 March, 2005 (17.03.05), Par. Nos. [0049] to [0058]; Figs. 1, 4, 5 (Family: none)	1-3
E, A	JP 2004-353649 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 16 December, 2004 (16.12.04), Par. Nos. [0041], [0042]; Figs. 1, 3 (Family: none)	1-3
A	JP 2004-11523 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 15 January, 2004 (15.01.04), Par. Nos. [0017] to [0021]; Fig. 1 (Family: none)	1-3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&amp;" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

20 April, 2005 (20.04.05)

Date of mailing of the international search report

10 May, 2005 (10.05.05)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/000942

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2005-69014 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 17 March, 2005 (17.03.05), Par. Nos. [0049] to [0058]; Figs. 1, 4, 5 (Family: none)	1-3

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.<sup>7</sup> F01L13/00, 1/08

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.<sup>7</sup> F01L13/00, 1/08

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
E, A	JP 2005-69014 A (ヤマハ発動機株式会社) 2005. 03. 17, 【0049】 ～【0058】, 図1, 図4, 図5 (ファミリーなし)	1-3
E, A	JP 2004-353649 A (ヤマハ発動機株式会社) 2004. 12. 16, 【0041】 【0042】, 図1, 図3 (ファミリーなし)	1-3
A	JP 2004-11523 A (ヤマハ発動機株式会社) 2004. 01. 15, 【0017】 ～【0021】, 図1 (ファミリーなし)	1-3

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20. 04. 2005

国際調査報告の発送日

10. 5. 2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

久島 弘太郎

3G

9725

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2005-69014 A (ヤマハ発動機株式会社) 2005.03.17, 【0049】 ～【0058】, 図1, 図4, 図5 (ファミリーなし)	1-3